b) *Deslocamento vertical*

Se designarmos por dy o deslocamento vertical do extremo B correspondente à deformação angular $d\varphi$, em face da pequena abertura deste ângulo, é licito escrever

$$dy = x \, . \, d\varphi$$

ou, atendendo ao valor de $d\varphi$, anteriormente deduzido

$$dy = \frac{M \, . \, dx}{E \, . \, I} \, . \, x$$

que, para o caso de toda a viga ser considerada como elástica, dará

$$y = \int_B^A \frac{M \, . \, dx}{E \, . \, I} \, . \, x$$

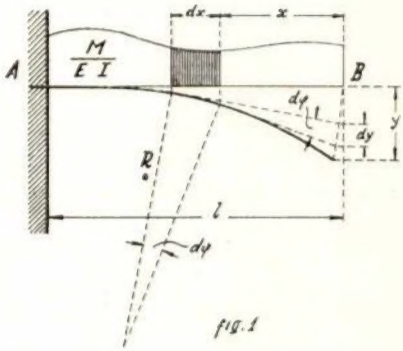


fig. 1

Sendo M . dx o elemento de área dos momentos que actuam sobre dx, $\frac{M \, . \, dx}{E \, . \, I} \, . \, x$ representará o momento estático da área elementar $\frac{M \, . \, dx}{E \, . \, I}$ a respeito do extremo livre e portanto a expressão do deslocamento,

$$y = \int_B^A \frac{M \, . \, dx}{E \, . \, I} \, . \, x$$

é equivalente à do momento estático a respeito de B de toda a superfície $\frac{M}{E \, . \, I}$

Na dedução que acabamos de fazer suposemos a viga horizontal e avaliamos o deslocamento vertical. Para outra qualquer viga, poderemos enunciar: o deslocamento dum ponto em relação a uma tangente em outro qualquer ponto é igual ao momento das áreas $\frac{M}{E \, . \, I}$ entre esses dois pontos, tomado em relação à normal à tangente de referência que passa pelo ponto deslocado.

c) *Ângulo de deformação*

Consideremos uma viga AB, fig. 2, de vão l e apoios simples sobre a qual incide a superfície de carga $\frac{M}{E \, . \, I}$ e sejam α e β os ângulos que, respectivamente, em A e B as tangentes à linha elástica da viga, depois de deformada, formam com a horizontal dois apoios.

Seja A′ B′ uma outra viga do mesmo material, com características geométricas idênticas às da anterior, trabalhando em consola com encastramento perfeito em A′ onde o seu eixo faz um ângulo α com a horizontal. Se submetermos esta viga a cargas $\frac{M}{E \, . \, I}$ iguais às que solicitam a viga AB mas actuando, agora, debaixo para cima até se pro-

duzir o deslocamento y, teremos como anteriormente vimos

$$y = \int_0^l \frac{M \cdot dx}{E \cdot I} \cdot x$$

e para ângulo de deformação em A′, em virtude da sua pequena abertura

$$\alpha = \frac{y}{l} = \int_0^l \frac{\frac{M \cdot dx}{E \cdot I} \cdot x}{l}$$

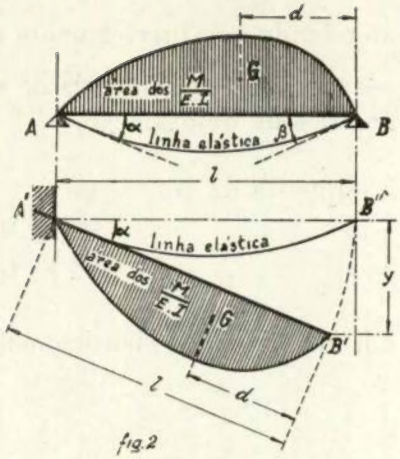


fig.2

ou designando a área dos $\frac{M}{E \cdot I}$ por S e por d a distância de B′ (ponto deslocado) ao centro de gravidade dessa área, virá:

$$\alpha = \frac{S \cdot d}{l}$$

Se notarmos que este valor é expresso pela mesma relação que a da reacção do apoio A da viga simplesmente apoiada na hipótese de carga que se considerou, podemos concluir que a variação angular no apoio duma viga é igual à reacção desse apoio quando se toma para superfície de carga a área dos $\frac{M}{E \cdot I}$

Sejam l_1 e l_2 dois tramos consecutivos duma viga contínua sobre os apoios A, B e C e ainda:

M_{Ad} e M_{Be} — Os momentos nos apoios do tramo l_1 quando suposto isolado, duplamente encastrado e carregado;

M_{Bd} e M_{Ce} — Os momentos nos apoios do tramo l_2 quando suposto isolado, duplamente encastrado e carregado;

M_A, M_B e M_C — Os momentos, a determinar, nos apoios A, B e C, atendendo à continuidade da viga.

Como as rotações sofridas, junto do apoio B, pelos tramos encastrados quando a estes se lhes dá continuidade são consequência das variações dos momentos:

$$\left.\begin{aligned} M_A - M_{Ad} &= M'_A \\ M_B - M_{Be} &= M'_B \\ M_B - M_{Bd} &= M''_B \\ M_C - M_{Ce} &= M''_C \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

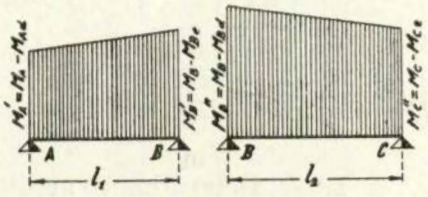


fig.3

atendendo ao anteriormente exposto e notando que as áreas dos $\frac{M}{E.I}$ (rectângulos e trapésios), são susceptíveis de ser expressos em funções das áreas de trapésios, teremos para ângulos de deformação,

à esquerda de B

$$\alpha_{Be} = \frac{M'_A + M'_B}{2\,E_1\,I_1} \times \frac{2\,M'_A + M'_B}{M'_A + M'_B} \times \frac{l_1}{3} = \left(M'_B + \frac{M'_A}{2}\right) \frac{l_1}{3\,E_1\,I_1}$$

e à direita de B, idênticamente

$$\alpha_{Bd} = -\left(M''_B + \frac{M''_c}{2}\right) \frac{l_2}{3\,E_2\,I_2}$$

Como para que haja continuidade é necessário que as tangentes à elástica deformada das peças que concorrem num nó sofram a mesma rotação, terá de ser

$$\alpha_{Be} = \alpha_{Bd}$$

e, portanto, supondo ambos os tramos do mesmo material

$$E_1 = E_2$$

virá

$$\left(M'_B + \frac{M'_A}{2}\right) \frac{l_1}{I_1} = -\left(M''_B + \frac{M''_c}{2}\right) \frac{l_2}{I_2}$$

donde, depois de feitas as substituições de M'_A, M'_B, M''_B e M''_C pelos seus iguais tirados de (1), resulta:

$$\left(M_B - M_{Be} + \frac{M_A - M_{Ad}}{2}\right) \frac{l_1}{I_1} = \left(-M_B + M_{Bd} - \frac{M_C - M_{Ce}}{2}\right) \frac{l_2}{I_2}$$

e finalmente

$$\boxed{\frac{l_1}{I_1} M_A + 2\left(\frac{l_1}{I_1} + \frac{l_2}{I_2}\right) M_B + \frac{l_2}{I_2} M_C = \frac{l_1}{I_1}\,(2\,M_{Be} + M_{Ad}) + \frac{l_2}{I_2}\,(2\,M_{Bd} + M_{Ce})}$$

expressão do teorema dos três momentos diferente da que comummente se emprega.

Admitindo a constância do momento de inércia para toda a viga, teremos:

$$\boxed{l_1\,M_A + 2\,(l_1 + l_2)\,M_B + l_2\,M_c = l_1\,(2\,M_{Be} + M_{Ad}) + l_2\,(2\,M_{Bd} + M_{Ce})}$$

Exemplo de aplicação

1.º — Determinar o momento no segundo apoio duma viga contínua de dois tramos iguais submetida ao diagrama de cargas triangulares que se representa na figura 4.

Para o primeiro tramo, considerado como isolado e duplamente encastrado, teremos:

$$M_{Ad} = -\frac{pl^2}{30} \quad e \quad M_{Be} = -\frac{pl^2}{20}$$

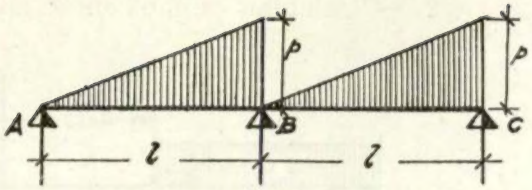


fig.4

e para o segundo, em idênticas condições

$$M_{Bd} = -\frac{pl^2}{30} \quad e \quad M_{Ce} = -\frac{pl^2}{20}$$

Pela aplicação da expressão deduzida

$$l_1 M_A + 2(l_1 + l_2) M_B + l_2 M_C = l_1 (2 M_{Be} + M_{Ad}) + l_2 (2M_{Bd} + M_{Ce})$$

notando que neste exemplo é

$$l_1 = l_2 = l \quad e \quad M_A = M_C = 0$$

virá

$$4\, l\, M_B = l\left(-2 \times \frac{pl^2}{20} - \frac{pl^2}{30} - 2 \times \frac{pl^2}{30} - \frac{pl^2}{20}\right) = -\frac{15\, pl^3}{60}$$

e portanto

$$M_B = -\frac{pl^2}{16}$$

Aplicando o método clássico teremos:

$$l_1 M_A + 2(l_1 + l_2) M_B + l_2 M_C = -\frac{6}{l_1}\int_0^{l_1} \mu_1 x\, dx - \frac{6}{l_2}\int_0^{l_2} \mu_2 (l_2 - x)\, dx$$

sendo μ_1 e μ_2 os momentos de flexão nos tramos l_1 e l_2 quando considerados como isostáticos.

Visto que

$$l_1 = l_2 \quad e \quad M_A = M_c = 0$$

e ainda, no caso em estudo

$$\mu_1 = \mu_2 = \frac{plx}{6}\left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right)$$

virá

$$4\, l\, M_B = -\frac{6}{l}\left[\int_0^l \frac{plx}{6}\left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right) x\, dx + \int_0^l \frac{plx}{6}\left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right)(l - x)\, dx\right] =$$

$$= -p\left[\int_0^l \left(x^2 - \frac{x^4}{l^2}\right) dx + \int_0^l \left(l\, x - x^2 - \frac{x^3}{l} + \frac{x^4}{l^2}\right) dx\right] =$$

$$= -p\left(\frac{l^3}{3} - \frac{l^3}{5} + \frac{l^3}{2} - \frac{l^3}{3} - \frac{l^3}{4} + \frac{l^3}{5}\right) = -\frac{pl^3}{4}$$

donde

$$M_B = -\frac{pl^2}{16}$$

2.º — Calcular os momentos nos apoios da viga contínua representada na fig. 5.

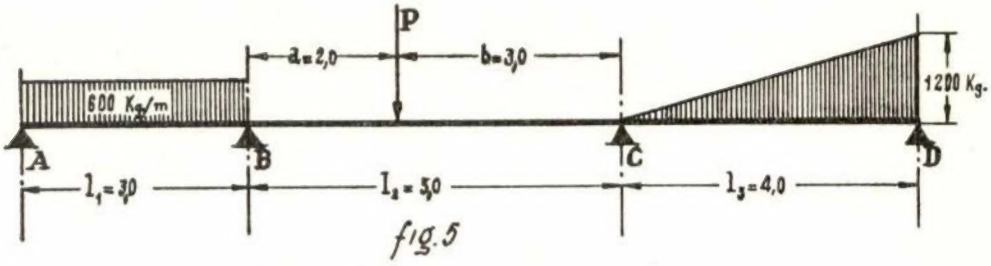


fig. 5

Aplicando o método exposto, teremos:

Momentos nos apoios dos tramos considerados como isolados e duplamente encastrados.

1.º tramo:

$$M_{Ad} = M_{Be} = -\frac{600 \times 3{,}0^2}{12} = -450 \text{ Kgm}$$

2.º tramo:

$$M_{Bd} = -\frac{1000 \times 2{,}0 \times 3{,}0^2}{5{,}0^2} = -720 \text{ Kgm}\,;\; M_{Ce} = -\frac{1000 \times 2{,}0^2 \times 3{,}0}{5{,}0^2} = -480 \text{ Kgm}$$

3.º tramo:

$$M_{Cd} = -\frac{1200 \times 4{,}0^2}{30} = -640 \text{ Kgm}\,;\; M_{Dc} = -\frac{1200 \times 4{,}0^2}{20} = -960 \text{ Kgm.}$$

Considerando os apoios extremos como articulados, será

$$M_A = M_D = o$$

e virá, portanto, o sistema:

$$\begin{cases} 2\,(l_1 + l_2)\,M_B + l_2\,M_C = l_1\,(2\,M_{Be} + M_{Ad}) + l_2\,(2\,M_{Bd} + M_{Ce}) \\ l_2\,M_B + 2\,(l_2 + l_3)\,M_C = l_2\,(2\,M_{Ce} + M_{Bd}) + l_3\,(2\,M_{Cd} + M_{De}) \end{cases}$$

ou

$$\begin{cases} 16{,}0\,M_B + 5{,}0\,M_C = -3{,}0\,(2 \times 450 + 450) - 5{,}0\,(2 \times 720 + 480) = -13650 \\ 5{,}0\,M_B + 18{,}0\,M_C = -5{,}0\,(2 \times 480 + 720) - 4{,}0\,(2 \times 640 + 960) = -17360 \end{cases}$$

donde resulta

$$M_B = -604{,}18 \text{ Kgm}\,; \quad M_C = -796{,}61 \text{ Kgm}$$

Pelo método clássico teremos

$$\begin{cases} 2\,(l_1 + l_2)\,M_B + l_2\,M_C = -\dfrac{6}{l_1}\displaystyle\int_o^{l_1} \mu_1\,x\,dx - \dfrac{6}{l_2}\displaystyle\int_o^{l_2} \mu_2\,(l_2 - x)\,dx \\ l_2\,M_B + 2\,(l_2 + l_3)\,M_C = -\dfrac{6}{l_2}\displaystyle\int_o^{l_2} \mu_2\,x\,dx - \dfrac{6}{l_3}\displaystyle\int_o^{l_3} \mu_3\,(l_3 - x)\,dx \end{cases}$$

sendo

$$-\frac{6}{l_1}\int_0^{l_1}\mu_1\, x\, dx = -\frac{6}{l_1}\int_0^{l_1} p\,(l_1 x - x^2)\, x\, dx = -\frac{6}{l_1}\,\frac{p l_1^4}{24} =$$

$$= -\frac{p l_1^3}{4} = -\frac{600 \times 3{,}0^3}{4} = -4.050$$

$$-\frac{6}{l_2}\int_0^{l_2}\mu_2\,(l_2 - x)\, dx = -\frac{6}{l_2}\int_0^{a}\frac{P\,(l_2 - a)}{l_2}\, x\,(l_2 - x)\, dx - \frac{6}{l_2}\int_a^{l_2}$$

$$\frac{Pa\,(l_2 - x)}{l_2}\,(l_2 - x)\, dx = -\frac{6P}{l_2^2}\left\{\int_0^a [(a - l_2)\, x^2 + (l_2^2 - l_2\, a)\, x]\, dx + \right.$$

$$\left. + a\int_a^{l_2}(l_2^2 - 2\, l_2\, x + x^2)\, dx\right\} = -\frac{6P}{l_2^2}\left[(a - l_2)\,\frac{a^3}{3} + (l_2^2 - l_2\, a)\,\frac{a^2}{2} + \right.$$

$$\left. + a\left(l_2^3 - \frac{2\, l_2^3}{2} + \frac{l_2^3}{3} - l_2^2\, a + \frac{2\, l_2\, a^2}{2} - \frac{a^3}{3}\right)\right] = -\frac{Pa\,(a^2 - 3a\, l_2^2 + 2\, l_2^2)}{1} =$$

$$= -\frac{Pa}{1}\,(2\, l_2 - a)\,(l_2 - a) = -\frac{1000 \times 2{,}0}{5{,}0}\,(2 \times 5{,}0 - 2{,}0)\,(5{,}0 - 2{,}0) = -9600$$

$$-\frac{6}{l_2}\int_0^{l_2}\mu_2\, x\, dx = -\frac{6}{l_2}\int_0^{a}\frac{P\,(l_2 - a)}{l_2}\, x^2\, dx - \frac{6}{l_2}\int_0^{l_2}\frac{Pa\,(l_2 - x)\, x}{l_2}\, dx =$$

$$= -\frac{6}{l_2}\left[\frac{P}{l_2}\,(l_2 - a)\,\frac{a_3}{3} + \frac{Pa}{l_2}\left(\frac{l_2^3}{2} - \frac{l_2^3}{3} - \frac{l_2\, a^2}{2} + \frac{a^3}{3}\right)\right] =$$

$$= -\frac{6\, p}{l_2^2}\left(\frac{l_2\, a^3}{3} - \frac{l_2\, a^3}{2} + \frac{a\, l_2^3}{2} - \frac{a\, l_2^3}{3}\right) = -\frac{Pa\,(l_2^2 - a^2)}{l_2} =$$

$$= -\frac{1000 \times 2{,}0\,(5{,}0^2 - 2{,}0^2)}{5{,}0} = -8400$$

$$-\frac{6}{l_3}\int_0^{l_3}\mu_3\,(l_3 - x)\, dx = -\frac{6}{l_3}\int_0^{l_3}\frac{p\, l_3\, x}{6}\left(1 - \frac{x^2}{l_3^2}\right)(l_3 - x)\, dx =$$

$$= -p\int_0^{l_3}\left(l_3\, x - x^2 - \frac{x^3}{l_3} + \frac{x^4}{l_3^2}\right) dx = -p\left(\frac{l_3^3}{2} - \frac{l_3^3}{3} - \frac{l_3^3}{4} + \frac{l_3^3}{5}\right) =$$

$$= -\frac{7\, p l_3^3}{60} = -\frac{7 \times 1200 \times 4{,}0^3}{60} = -8960$$

Teremos então

$$\begin{cases} 16\, M_B + 5\, M_C = -4050 - 9600 = -13650 \\ 5\, M_B + 18\, M_C = -8400 - 8960 = -17360 \end{cases}$$

sistema que é igual ao encontrado pelo método exposto e cujas soluções já foram determinadas:

$$M_B = -604{,}18 \text{ Kgm}; \quad M_c = -796{,}61 \text{ Kgm}$$

Completaram a parte final do seu curso no ano lectivo de 1949-50 os nossos colegas:

ENGENHARIA CIVIL

Armando Monteiro Soares Coutinho de Lencastre
Fernando Manuel da Costa Peres Rodrigues
José Maria Avilez
António Sarmento de Vasconcelos e Castro de Morais, Fausto Toscano Teixeira Direito, Helder de Freitas Sardinha, Luís Fernandes Gomes Ramos e Vasco de Aguiar Duarte Silva
Fernando Coelho Pote
Gastão José Maria Saldanha da Gama
António Jardim Neto, Carlos Ferreira Pó, José Martins Carrondo, João Hipótido de Andrade Rebelo Vaz Raposo e Rui Ramirez Sanches
Gabriel Armando Brito de Lemos Lobo Freire Pantoja e Joaquim Rabaça de Carvalho
Joaquim Angelo Caldeira Rodrigues e Jorge Manuel Ferreira de Matos
Augusto Relvas Pires, José Themudo de Castro e Orlando João da Silva Viegas
Francisco Veiga de Mira Mendes, João Anacleto Telo e José Pedro Iglesias de Oliveira
Luís Felipe Frazão
Miguel João de Almeida Correia de Sá
Maria Tereza Abranches Pinto e José Apolónia Correia
Baltazar Freire Cabral
José Alberto de Almeida Torres

ENGENHARIA DE MINAS

Manuel Neves Ferro
Francisco José de Sousa Machado
Fernando Octávio Vozone

ENGENHARIA ELECTROTÉCNICA

José Miguel dos Santos Dias
Henrique Canales Pereira
Bartolomeu Oliveira Tavares Monteiro e António de Jesus Belo de Carvalho
Alípio José Cardoso Pinto
François Etienne Font
Diogo António de Almeida Vasconcelos
João Miguel Pereira de Freitas
Humberto dos Santos
José Maria de Sousa Arez e José Maria de Quadros e Costa
Manuel Luís Trindade de Bernard Guedes
Carlos Mascarenhas Falcão
Álvaro João Baptista Raposo e Fracisco José Alvarinho
Fernando de Gouveia Freitas da Silva
Mário Luís Lindo Pires
Manuel António Faria Granjo

ENGENHARIA MECANICA

Henrique Manuel Pessoa de Araújo e Margelino Abreu Costa
Manuel Matos Ferreira
Milton das Dores Baptista

ENGENHARIA QUÍMICA

Humberto Lopes Vieira
Maria Helena da Silva Portugal da Silveira
Júlio Manuel Ferreira Lopes
Carlos Jaime Moita dos Santos e Rui Herlander Rolão Gonçalves
Vítor Pinto Pinheiro
José Ferreira Amaro
António Carvalho Sales Luís
Sebastião dos Santos Ribeiro Veloso e Telmo Rodrigues Teixeira
Jaime Sousa Lima
Octávio de Almeida Moreira e Manuel Paulo Machado Silva.

ALUNOS PREMIADOS NO ANO LECTIVO DE 1949-50

PRÉMIOS

«Doutor Mira Fernandes»

Destinado ao aluno mais classificado nas cadeiras de Cálculo Diferencial, Integral e das Variações e Mecânica Racional — Aluno n.º 2 501, *Fernando de Melo Alves da Silva.*

«Francisco da Fonseca Benevides»

Destinado ao aluno mais classificado na cadeira de Física Geral e Experimental — Aluno n.º 2 501, *Fernando de Melo Alves da Silva.*

«Tomaz Bordalo Pinheiro»

Destinado aos três primeiros classificados na cadeira de Desenho Técnico.
1.º classificado — Aluno n.º 2 714, *José Luís Nobre de Melo Pinheiro.*
2.º » — Aluno n.º 2 690, *João José Andrade Baptista Lopes.*
3.º » — Aluno n.º 2 807, *Jerónimo Ferreira Cruz.*

«Saraiva de Carvalho»

Destinado ao aluno mais classificado na cadeira de Pesquisa e Exploração de Minas — Aluno n.º 1 652, *Manuel Neves Ferro.*

Destinado ao aluno mais classificado no último ano do curso de engenharia electrotécnica — Aluno n.º 1 716, *Bartolomeu de Oliveira Tavares Monteiro.*

«Bandeira de Melo»

Destinado ao aluno mais classificado em qualquer dos cursos de:
Engenharia de minas — Não foi conferido.

Engenharia electrotécnica — Aluno n.º 1 767, *José Miguel dos Santos Dias.*
Engenharia mecânica — Não foi conferido.
Engenharia químico-industrial — Aluno n.º 1 774, *Humberto Lopes Vieira.*

«Dr. Mário Bastos Wagner»

Destinado ao aluno mais classificado na especialidade de engenharia químico-industrial — Aluno n.º 1 698, *Júlio Manuel Ferreira Lopes.*

«Dr. Brito Camacho»

Destinado ao aluno que concluir com maior classificação qualquer dos cursos professados neste Instituto — Aluno n.º 1 730, *Armando Monteiro Soares Coutinho de Lencastre.*

«Eng.º Costa Barros»

Destinado ao aluno mais classificado no conjunto da parte teórica e prática da cadeira de Turbinas hidráulicas — Aluno n.º 1 223, *Manuel de Matos Ferreira.*

«Rotary Club de Lisboa»

Destinado ao aluno com melhor aproveitamento no último ano escolar do curso de engenharia electrotécnica — Aluno n.º 1 716, *Bartolomeu de Oliveira Tavares Monteiro.*

CORREIAS TRANSPORTADORAS

PELO ENG.º DE MINAS (I. S. T.) FERNANDO DE MELLO MENDES

C. D. 621.826

(Continuação)

XI — Potência necessária

A potência W necessária para o accionamento do tambor ou tambores motores duma correia transportadora pode considerar-se como a soma de duas parcelas (8):

1) Potência W_1 necessária para vencer os atritos dos roletes sobre os seus eixos, parcela esta proporcional à carga suportada por estes.
2) Potência W_2 necessária para a elevação, positiva ou negativa, da carga.

Sejam:

C — capacidade da correia (ton/hora),
V — velocidade linear da correia (m/seg),
L — projecção horizontal da instância entre os extremos da correia (m),
H — diferença de nível entre os extremos da correia (m),
p — peso da correia pròpriamente dita (kg/m),
q_1 — peso das partes móveis dos roletes superiores e inferiores, por metro corrente do transportador (kg/m),
q_2 — peso da correia pròpriamente dita por metro corrente do transportador (kg/m),

$$q_2 = 2\,p$$

q_3 — peso da carga da correia (kg/m),

$$q_3 = \frac{C \times 1000}{3600 \times V} = \frac{C}{3{,}6\ V}$$

f — coeficiente de atrito dos roletes sobre os seus eixos.

Considerando um troço intermédio carregado do transportador, de projecção horizontal com o comprimento L', e abstraindo da existência da cabeça motora, do tambor da cauda, da encurvadura da correia sobre os roletes e da flexão entre os jogos de roletes, a potência necessária para vencer os atritos dos roletes sobre os seus eixos, tanto no ramo carregado como no vazio, será, em CV,

$$\frac{f \times (q_1 + q_2 + q_3)\, L' \times V}{75}$$

Se, porém, considerarmos o total do transportador, de projecção horizontal L, temos de entrar em linha de conta com esforços especiais, entre os quais os inerentes à encurvadura da correia nos tambores, esforços que a experiência mostrou serem independentes do comprimento do transportador, o que se traduz no facto prático de as correias curtas consumirem proporcionalmente mais potência que as longas.

A Goodyear Tire & Rubber (21) atende a estes esforços fazendo a correcção da projecção horizontal do comprimento do transportador por meio de parcelas L_0, apenas dependentes do tipo de roletes empregados, e com os seguintes valores:

QUADRO IV

Tipo de equipamento	L_0 (m)
Roletes montados sem rolamentos	30,5
Tipo médio de roletes com rolamentos	45,7
Roletes com rolamentos, de tipo muito aperfeiçoado	61,0

Estes valores são baseados em condições médias de funcionamento e admitindo que os tambores têm os seus eixos trabalhando em chumaceiras vulgares, sem rolamentos.

Nesta ordem de ideias, bastante comprovada pela prática, a primeira parcela da potência será:

$$W_1 = \frac{f \times (q_1 + q_2 + q_3) \times (L + L_0) \times V}{75}$$

ou seja

$$W_1 = \frac{1}{75} \times f \times \left(q_1 + 2p + \frac{C}{3{,}6\ V}\right) \times$$
$$\times (L + L_0) \times V$$

que se pode escrever

$$W_1 = \left[\frac{1}{75} \times f \times (q_1 + 2p) \times (L + L_0) \times V\right] +$$
$$+ \left[\frac{1}{75} \times f \times \frac{C\,(L + L_0)}{3{,}6}\right]$$

Quere dizer, a parcela W_1 pode ainda dividir-se em duas sub-parcelas: uma independente da carga da correia e por conseguinte correspondente ao seu funcionamento em vazio à velocidade de trabalho V, outra independente da velocidade e correspondendo apenas ao trabalho necessário para o transporte da carga segundo a componente horizontal do percurso.

Quanto à parcela W_2, correspondente à elevação, positiva ou negativa, da carga, o seu valor é:

$$W_2 = \pm \frac{C \times 1000 \times H}{3600 \times 75} = \pm \frac{CH}{3{,}6 \times 75}\ CV$$

Esta parcela pode ser positiva ou negativa consoante o transportador tem a sua descarga acima ou abaixo do nível de carga.

Resumindo, a potência total necessária para accionar um transportador de correia é dada, em cavalos vapor, por

$$W = \left[\frac{1}{75} \times f \times (q_1 + 2p)\,(L + L_0) \times V\right] +$$
$$+ \left[\frac{1}{75} \times f \times \frac{C\,(L + L_0)}{3{,}6}\right] \pm \left[\frac{CH}{3{,}6 \times 75}\right]$$

ou seja

$$W = \frac{f \times (L + L_0)}{75} \left[(q_1 + 2p) \times V + \frac{C}{3{,}6}\right] \pm$$
$$\pm \frac{CH}{3{,}6 \times 75}\ CV$$

Os valores q_1 e $2p$, pesos das partes móveis do transportador e da correia por metro corrente, dependem evidentemente do tipo de roletes utilizados e seu espaçamento e das características da correia.

Para efeitos de um ante-projecto ou mesmo num projecto definitivo de instalação de pequena importância, podemos, para os valores de q_1, utilizar os dados sobre roletes correntes fornecidos por Lahoussay (8):

QUADRO V

Roletes superiores das correias em fundo de masseira			
Largura da correia (cm)	Rolete horizontal		
	Diâmetro (mm)	Comprimento (mm)	Peso da parte móvel (kg.)
50	100	200	4,7
60	100	300	6,5
66	100	360	7,0
Largura da correia (cm)	Rolete inclinado de 20°		
	Diâmetro (mm)	Comprimento (mm)	Peso da parte móvel (kg.)
50	100	185	4,6
60	100	185	4,6
66	100	185	4,6
Roletes inferiores das correias em fundo de masseira e roletes das correias planas			
Largura da correia (cm)	Diâmetro (mm)	Comprimento (mm)	Peso da parte móvel (kg)
50	83	508	5,7
60	83	608	6,5
66	83	668	7,0

Quanto a p, peso de um metro de correia pròpriamente dita, a Goodyear Tire & Rubber (21) aconselha tomar 0,012 kg, 0,014 kg, 0,015 kg e 0,017 kg por tela-cm, respectivamente para as correias com telas de 28, 32, 36 e 42 onças, mais 0,011 kg por cm de largura por cada $\frac{1''}{32}$ de cobertura de borracha. Estes valores não se afastam do que indica Lebesnerois (9): 0,8 kg por m^2 de tela *não impregnada de borracha.*

Por seu lado, Lahoussay (8) indica os seguintes valores, também mais ou menos concordantes com os anteriores:

QUADRO VI

Largura da correia (cm)	Peso por metro da correia, em kg, para resistência do tecido no sentido do comprimento					
	45 kg/cm		60 kg/cm		70 kg/cm	
	4 telas	5 telas	4 telas	5 telas	4 telas	5 telas
50	4,3	4,8	4,8	5,4	5,3	6,0
60	5,2	5,8	5,8	6,5	6,3	7,2
66	5,7	6,3	6,3	7,1	6,8	8,0

A Goodyear Tire & Rubber (21) dá também, para efeitos de ante-projectos, valores de $(q_1 + 2p)$ que se podem aplicar às condições médias de serviço com correias transportadoras:

QUADRO VII

Largura da correia (in.)	$(q_1 + 2p)$ (kg/m)
12	22
14	24
16	26
18	28
20	31
24	37
30	48
36	59
42	73
48	88
54	103
60	120

Quanto ao coeficiente de atrito f dos roletes sobre os seus eixos, a mesma Goodyear (21) dá os seguintes valores:

QUADRO VIII

Tipo de equipamento	f
Roletes montados sem rolamentos . .	0,05
Tipo médio de roletes com rolamentos	0,03
Roletes com rolamentos, de tipo muito aperfeiçoado	0,022

Estes valores de f são baseados em condições médias de trabalho e no uso de chumaceiras vulgares sem rolamentos para suporte dos veios dos tambores. Com condições ideais de equipamento e manutenção os valores acima indicados para f podem ser reduzidos de 20%, desde que os veios dos tambores se apoiem em chumaceiras com rolamentos. Por outro lado, se se descuida a lubrificação, se o equipamento está desalinhado ou se se deixa o material acumular-se sob a correia e aderir aos roletes, será necessário considerar valores de f superiores aos do Quadro VIII.

Sempre que a carga não percorra toda a extensão do transportador há que, para a avaliação da potência necessária, considerar separadamente as zonas carregadas e sem carga. Para estas últimas basta fazer $C = O$ nas fórmulas indicadas atrás.

Outras fórmulas:

a) As normas alemãs para o cálculo da potência das correias transportadoras, indicadas por Lahoussay (8), também atendem ao facto de as correias curtas consumirem, proporcionalmente, maior potência que as correias compridas. Para isso consideram a

parcela da potência necessária para vencer os atritos dos roletes sobre os seus eixos sob a forma

$$W_1 = a \times f \times (q_1 + q_2 + q_3) \times \frac{L\,V}{75} \quad CVtt$$

em que f, q_1, q_2, q_3, L e V têm os significados conhecidos e a é um coeficiente com os seguintes valores:

QUADRO IX

Tipo de transportador	a
Comprido e sem descarga lateral	1,1 a 1,3
Curto e sem descarga lateral . .	1,2 a 1,5
Muito curto	2,0 a 3,0

As normas alemãs igualmente indicam os valores de f a tomar (Berg 2102):

QUADRO X

Tipo de equipamento	f
Sem rolamentos.	0,04 a 0,05
Com rolamentos	0,02 a 0,03

b) Hanffstengel (3) considera a potencia necessária como a soma das seguintes parcelas:

1) Potência devida ao atrito dos eixos dos tambores de comando e da cauda.

Toma, para meio poeirento, os seguintes valores para o respectivo coeficiente de atrito μ:

$\mu = 0{,}2$ para lubrificação com massa.
$\mu = 0{,}15$ para lubrificação por anel.

2) Potência devida ao atrito dos eixos dos roletes.

Os valores do respectivo coeficiente de atrito μ' que indica são:

$\mu' = 0{,}25$ para lubrificação com massa.
$\mu' = 0{,}20$ para lubrificação por anel.

3) Potência devida à resistência de enrolamento da correia nos tambores da cabeça e da cauda.

Para esta parcela indica fórmulas práticas tiradas de ensaios seus para calcular, para vários tipos de correia, as respectivas resistências de enrolamento.

4) Potência necessária para a elevação da carga.

O facto de para cada tipo de correia se ter de utilizar uma fórmula diferente para o cálculo da resistência de enrolamento torna este método muito pouco prático. De resto, as fórmulas determinadas por Hanffstengel apenas são aplicáveis num campo limitado (velocidades de 1,5 a 4 m/seg e tensão até 10 kg/cm²).

c) Hanffstengel (3) cita também a fórmula de Amme, Giesecke e Konegen, válida para condições médias de transporte com correias:

$$N = \frac{QH}{270} + \sqrt{Q}\left[0{,}04\,(1{,}3 + x) + 0{,}008\,\sqrt[3]{Q}\,(0{,}07L + 0{,}03L_1)\right] CV$$

em que:

N — potência em cavalos vapor;
Q — tonelagem horária;
H — diferença de nível;
x — número de tambores além do motor;
L — comprimento total em metros dum tambor extremo ao outro;
L_1 — comprimento de transporte em metros.

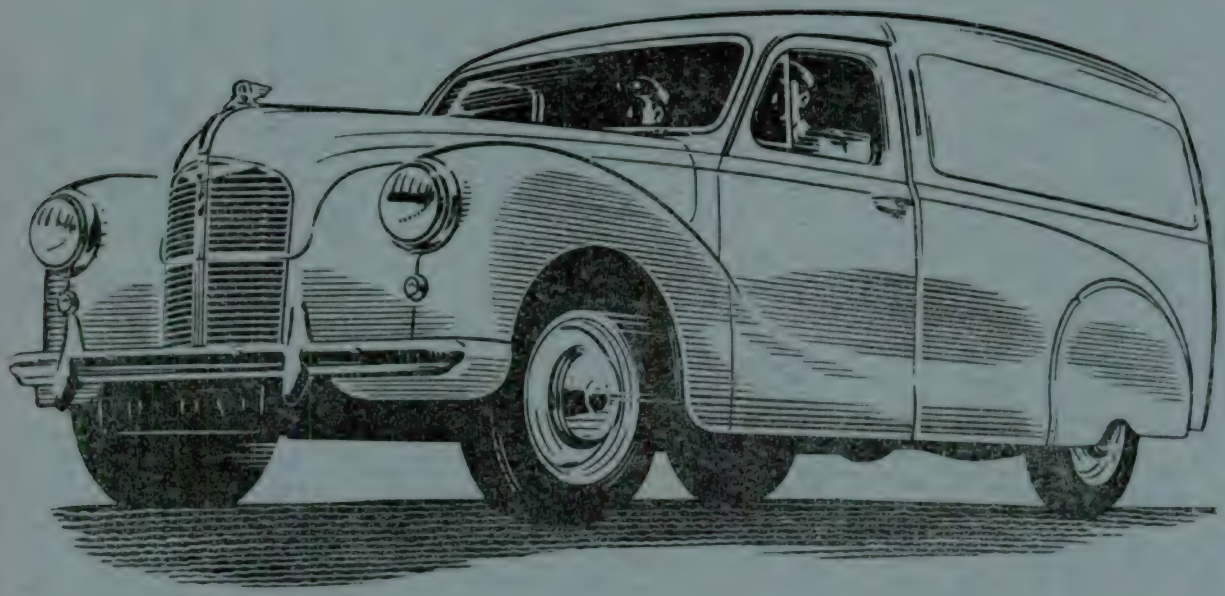
d) Hütte (6) apresenta, por seu lado, a fórmula:

$$N = \left(\frac{2fLG_m v}{75} + \frac{fLT}{270} + \frac{TH}{270}\right) C$$

em que:

f — coeficiente de atrito dos roletes (0,03 com rolamentos, 0,046 a 0,052 com lubrificação por anel, 0,048 a 0,060 com lubrificação com massa);
L — comprimento de transporte (m);
G_m — peso da correia pròpriamente dita mais peso das partes móveis dos roletes (kg/m.);

Reconhece-se uma boa fourgonette pela garantia



e eficiência da marca AUSTIN

Quando faz a sua distribuíção com uma fourgonette Austin os seus fregueses sabem tão bem como o Snr. que está utilizando um excelente veículo. A garantia e eficiência da marca Austin contribuem para a regularidade do seu serviço, podendo ter a certeza que a fourgonette Austin arrancará fácilmente sejam quais forem as condições atmosféricas, rodando sem complicações, graças à regularidade da energia fornecida pelo motor de válvulas à cabeça. Ao escolher este ou outro dos veículos comerciais ligeiros Austin presta a si mesmo um bom serviço.

MONTAGEM CUIDADA

Na fábrica Austin, os calibres de todos os pistões e cilindros são medidos dentro dos limites de tolerância de 1/10,000 de polegada e classificados por diferenças de 5/10,000 de polegada em cinco grupos. Os pistões apenas são aplicados a cilindros que tenham a mesma classificação, o que garante uma combinação tão perfeita quanto é possível. Eis um exemplo do trabalho cuidadoso e da atenção dada aos mais pequenos pormenores que conferem a todos os produtos da organização Austin a garantia de que valem quanto custam.

AUSTIN — A marca em que pode confiar

Peça mais informações à firma distribuidora em Portugal:

J. J. GONÇALVES Sucrs.

LISBOA: RUA ALEXANDRE HERCULANO, 2-4 • **PORTO:** RUA ALEXANDRE BRAGA, 130

AUSTIN MOTOR EXPORT CORPORATION LIMITED • BIRMINGHAM • ENGLAND

Fábrica Portugal

S. A. R. L.

LISBOA

MOBILIÁRIO METÁLICO

EM TODOS OS GÉNEROS

Instalações completas para :

Mobiliário moderno
para

ESCRITÓRIOS
ESCOLAS
BIBLIOTECAS

CLÍNICAS
HOSPITAIS
SANATÓRIOS
CINEMAS
HOTÉIS
ESPLANADAS

SALAS DE EXPOSIÇÕES :

Rua Febo Moniz, 2 a 20 — Praça dos Restauradores, 49 a 57
Avenidas da República e Elias Garcia — Rua da Graça, 82 e 84

H — desnível entre os extremos da correia (m);
v — velocidade (m/seg);
T — tonelagem horária;
C — constante que vale 1,1 a 1,3 para correias compridas, 1,2 a 1,5 para correias curtas sem descarga lateral nem descarregador de tambores;
N — potência em CV.

e) Taggart (14) considera o esforço de tracção necessário para mover horizontalmente uma correia transportadora sob a forma:

$$P = \frac{L f d (X + Y + Z)}{D}$$

sendo, em unidades métricas:

P — esforço de tracção (kg);
L — distância entre centros dos tambores da cabeça e da cauda (m);
f — coeficiente de atrito dos roletes: 0,35 para roletes normais lubrificados com massa;
d e D — diâmetros, respectivamente, do veio e da cinta dos roletes;
X — peso das partes móveis dos roletes, superiores e inferiores, por metro de transportador (kg/m);
Y — peso de correia pròpriamente dita (superior mais inferior), por metro de transportador (kg/m);
Z — peso da carga (kg/m).

Sendo V m/seg. a velocidade da correia, a potência necessária para o seu movimento na horizontal será

$$\frac{PV}{75}$$

A esta potência junta-se, se a correia é inclinada, a necessária para a elevação da carga, calculada à maneira usual.

Atende ainda ao maior consumo relativo das correias curtas, proporcionalmente às compridas, adicionando à potência calculada como ficou dito uma percentagem relativa às perdas na cabeça motora. Para cabeça motora normal e tambores montados em rolamentos esta percentagem, máxima para transportadores horizontais, vai desde 15 % para correias de 15 m até menos de 5 % para correias de mais de 75 metros; se os tambores não estão montados em rolamentos, estas percentagens deverão ser dobradas. Para cabeças motoras em tandem junta-se, para os tambores adicionais, mais 2 % e 4 %, respectivamente, conforme estão ou não montados em rolamentos.

No caso de se usarem descarregadores de tambores é necessário entrar em linha de conta com o acréscimo de potência necessário, para o que se pode usar a tabela seguinte (Stephens-Adamson Mfg. Co.) (27):

QUADRO XI

Potência adicional devida ao uso de descarregadores de tambores

Largura da correia in.	12	14	18	20	24	30	36	42	48	54	60
CVtt por descarregador fixo ou deslocável à mão . . .	0,40	0,71	1,01	1,37	1,77	2,53	3,29	4,56	6,08	7,60	9,12
CVtt por descarregador auto-accionado	0,45	0,78	1,11	1,52	1,93	2,79	3,60	5,07	7,09	8,11	10,13

Finalmente, Taggart (14) indica uma regra para avaliar, numa primeira aproximação, a potência necessária para um transportador de correia. Esta regra, expressa em unidades métricas, pode enunciar-se:

CVtt = (6,5 % da tonelagem horária, por cada 100 metros de comprimento) + (3,25 % da tonelagem horária, por cada 10 metros de diferença de nível a vencer).

XII — Esforço de tracção

Conhecida a potência W necessária para accionar uma correia e a respectiva velo-

cidade V, o esforço de tracção E aplicado à correia no ponto em que esta ataca o tambor da cabeça motora (ou o primeiro dos tambores da cabeça motora) é dado por:

$$E = \frac{75\,W}{V}$$

XIII — Transmissão do movimento

É sabido que a transmissão de movimento entre um tambor e uma correia, ou vice-versa, se faz por meio do atrito das superfícies em contacto da correia e do tambor. É por isso indispensável que, na montagem, seja conferida à correia uma certa tensão inicial T_o que permita o começo da transmissão de movimento.

Uma vez iniciado o movimento do tambor, a força tangencial E aplicada à sua cinta tende a exercer esforços de tracção no ramo da correia que se aproxima do tambor e esforços de compressão no ramo que se afasta, esforços estes proporcionais à força tangencial aplicada. Nestas condições, atingido o movimento de regime, o ramo da correia que se aproxima do tambor ficará sugeito a uma tensão T_1, maior que T_o, e o ramo que se afasta a uma tensão T_2 menor que T_o, sendo evidentemente o aumento de tensão naquele ramo igual à diminuição de tensão neste, isto é:

$$T_1 - T_o = T_o - T_2$$

Desta igualdade tira-se

$$T_o = \frac{T_1 + T_2}{2},$$

quere dizer, a tensão inicial é a semi-soma das tensões que, durante o movimento, se verificam nos dois ramos da correia.

Destes ramos chamaremos *ramo esticado* ao que se aproxima do tambor e que, como vimos, ficará durante o movimento sujeito a maior tensão; ao ramo que se afasta do tambor chamaremos, por oposição, *ramo frouxo*.

Entre as tensões nos ramos *esticado* e *frouxo* verificam-se as relações conhecidas:

$$T_1 - T_2 = E$$

e

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha}$$

em que *e* é a base dos logarítmos naturais, μ o coeficiente de atrito entre a correia e a superfície do tambor e α o ângulo abraçado neste pela correia, expresso em radianos (fig. 13).

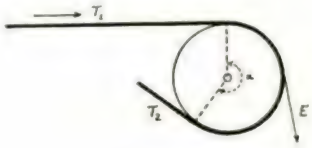


Fig. 13

Resolvendo em ordem a T_1 e a T_2 o sistema constituído por aquelas duas equações, temos:

$$T_1 - T_2 = T_1 - \frac{T_1}{e^{\mu\alpha}} = \frac{T_1\,(e^{\mu\alpha} - 1)}{e^{\mu\alpha}} = E$$

ou seja

$$T_1 = \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \times E$$

e

$$T_1 - T_2 = T_2\,e^{\mu\alpha} - T_2 = T_2\,(e^{\mu\alpha} - 1) = E$$

donde

$$T_2 = \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \times E$$

Por seu lado será:

$$T_o = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} \times \frac{E}{2}$$

Quere dizer, as tensões T_1 e T_2 que se verificam nos dois ramos da correia durante o movimento e a tensão inicial necessária T_o são proporcionais ao valor da força tangencial E aplicada à cinta do tambor.

A equação que dá T_1 pode escrever-se também:

$$T_1 = \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}\right) \times E$$

Sendo esta tensão, duma maneira geral, a maior tensão suportada pela correia, haverá o máximo interesse em torná-la o mais pequena possível, para se permitir a utilização de correias de menor resistência e, por conseguinte, mais baratas. O caso limite óptimo seria aquele em que:

$$\left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}\right) = 1$$

ou seja, quando $\mu\alpha$ fosse infinito, o que é, evidentemente, um caso teórico sem interesse. O problema prático consistirá em fazer $\mu\alpha$ tão grande quanto o permita um cuidadoso critério de selecção dos vários órgãos do transportador, de modo a que, jogando-se convenientemente com os custos de primeira instalação e de manutenção, se consiga a solução técnica mais ajustável, econòmicamente, às exigências da prática.

O problema da escolha do valor justo do produto $\mu\alpha$ é o da escolha da cabeça motora conveniente.

XIV — Cabeças motoras

As cabeças motoras dos transportadores de correia compreendem, consoante o seu tipo: um ou dois tambores de arrastamento da correia, a maior parte das vezes auxiliados por tambores secundários; um ou mais sistemas redutores de velocidade; e um ou dois motores.

Os tambores de arrastamento da correia, bem como os restantes tambores do transportador, podem ser de construção variada: totalmente fundidos, com raios cilíndricos ou elipsoidais, geralmente dispostos em duas ordens; de cubo fundido, raios de varão e cintas de chapa; fechados, isto é, de cubos fundidos, faces e cinta de chapa (modernamente nota-se uma certa tendência para a adopção deste tipo, pela sua leveza e resistência).

Duma maneira geral as cintas dos tambores não têm as geratrizes rectilíneas, mas sim constituídas por curvas de grande raio, o que dá aos tambores um ligeiro abaulado que facilita a autocentragem das correias.

Quanto à grandeza do atrito existente entre a sua cinta e a correia, os tambores podem classificar-se em dois grupos: lisos e revestidos.

No primeiro tipo a superfície do tambor é de chapa ou de ferro fundido. No segundo, a superfície metálica é revestida por um material de maior aderência, madeira, tela ou, mais geralmente, correia de telas e borracha (tipo correia transportadora), fixado por meio de parafusos ou rebites de cabeça embebida ou, mais geralmente e constituindo solução mais perfeita, por colagem; para correias suportando elevadas tensões usam-se ainda revestimentos de borracha de tipo especial.

O valor do atrito entre a correia e a superfície de tambor depende também das condições do meio.

Podem considerar-se os seguintes valores:

QUADRO XII

Tipo de tambor	Meio	μ
liso	na água . . .	0,1
»	húmido . . .	0,2
»	pouco húmido	0,25
»	seco.	0,3
revestido de madeira	»	0,35
» » correia	pouco húmido	0,35
» » »	seco.	0,4

Será lógico pensar que a adopção de um coeficiente de atrito mais elevado permitirá, para determinadas condições de trabalho, diminuir o valor do ângulo de abraçamento. Contudo a utilização de coeficientes maiores que 0,4 apresenta inconvenientes sérios, pois as variações de tensão da correia na sua passagem sobre o tambor traduzem-se por alongamentos sob forte pressão, facto que, com a superfície do tambor rugosa, origina rápido desgaste da correia, devido a golpes na sua superfície interna. Também, por outro lado e principalmente quando se trabalha em meio húmido, os poros da superfície de aderência enchem-se ràpidamente, baixando o coeficiente de atrito entre a superfície do tambor e a correia.

Quanto ao ângulo α abraçado pela correia, o seu valor depende do arranjo dos tambores

da cabeça motora. As soluções existentes podem englobar-se nos seguintes tipos:

a) *Tambor de arrastamento único, sem tambor auxiliar*

Este tipo é o mais simples que se pode realizar. O ângulo α permanece na visinhança dos 180° (fig. 14). Só se utiliza para transportadores pequenos e de pouca importância.

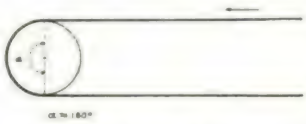


Fig. 14

b) *Tambor de arrastamento único, com tambor auxiliar*

Graças ao tambor auxiliar (fig. 15), conseguem-se ângulos de abraçamento superiores a 180°. Como se conclui da figura,

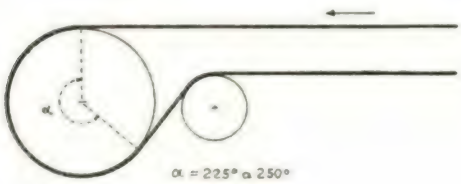


Fig. 15

para um dado diâmetro do tambor de arrastamento, α será tanto maior quanto maior for o diâmetro do tambor auxiliar e menor a distância entre os eixos dos dois tambores; α cresce igualmente, para determinado diâmetro do tambor auxiliar e determinada distância entre eixos, com o aumento do diâmetro do tambor de arrastamento.

Consegue-se, com este tipo de cabeça motora, realizar fàcilmente ângulos de abraçamento compreendidos entre 225° e 250°. Acima deste valor começam a aparecer dificuldades pois que, para conseguir valores superiores, é necessário aproximar muito os tambores, e a rigidez da emenda da correia, se é de ligadores metálicos, prejudica a eficiência do sistema. O inconveniente tem menos importância se a emenda é vulcanizada.

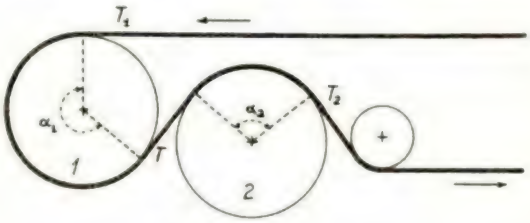
Pode-se ainda, dentro deste tipo de cabeça motora, aumentar o ângulo α, desde que se dê ao tambor auxiliar possibilidades de movimentos momentâneos, montando o seu eixo em corrediças ou articulações apropriadas, com molas antagonistas. Nestas condições pode-se chegar a ângulos de abraçamento de 260° a 270°.

O tipo de cabeça motora com tambor de arrastamento e tambor auxiliar é o mais correntemente usado nos transportadores vulgares.

c) *Duplo tambor de arrastamento, ou «tipo tandem»*

Este tipo, que permite realizar maiores ângulos de abraçamento, compreende, além dos tambores de arrastamento, um ou mais tambores auxiliares.

O ângulo de abraçamento α conseguido é a soma dos ângulos de abraçamento α_1 e α_2 nos dois tambores 1 e 2 (fig. 16).



$\alpha_1 = 230° \text{ a } 240°$
$\alpha_2 = 100° \text{ a } 110°$
$\alpha_1 + \alpha_2 = 330° \text{ a } 350°$

Fig. 16

Nestas condições temos a considerar uma tensão T_1 no *ramo esticado,* uma tensão intermédia T e uma tensão T_2 no *ramo frouxo,* verificando-se:

$$\frac{T_1}{T} = e^{\mu\alpha_1} \quad \text{e} \quad \frac{T}{T_2} = e^{\mu\alpha_2}$$

isto é

$$\frac{T_1 - T}{T} = e^{\mu\alpha_1} - 1 \quad \text{e} \quad \frac{T - T_2}{T_2} = e^{\mu\alpha_2} - 1$$

Destas expressões tira-se

$$\frac{T_1 - T}{T - T_2} = e^{\mu\alpha_2} \times \frac{e^{\mu\alpha_1} - 1}{e^{\mu\alpha_2} - 1}$$

Ora $(T_1 - T)$ e $(T - T_2)$ são as parcelas E_1 e E_2 em que se divide o esforço tangencial total E, necessário para mover o transportador. Nestas condições, a discussão da última expressão leva-nos a concluir que a repartição do esforço total entre os dois tambores de arrastamento não é equitativa, visto pràticamente não ser possível fazer igual à unidade o segundo membro daquela expressão.

Esta desigualdade na repartição dos esforços foi a causa de muitas dificuldades construtivas que surgiram na realização prática deste tipo de cabeça motora. De facto, sendo o esforço total desigualmente repartido sobre os dois tambores, qualquer variação momentânea da potência exigida, variação por exemplo motivada por irregularidades de carga da correia, far-se-á sentir mais intensamente num tambor que no outro, tendendo a provocar variações desiguais de velocidade e acções de escorregamento da correia, com os consequentes desgastes desta e da superfície dos tambores.

O accionamento dos dois tambores faz-se, duma maneira geral, por meio dum único motor, para permitir manter a razão das velocidades calculadas para os dois tambores, por exemplo por meio de reduções em que os carretos secundários referentes aos dois tambores são movidos pela mesma roda dentada. Compreendem-se, contudo, as dificuldades de execução mecânica perfeita de um sistema desta natureza, e a impossibilidade prática de eliminar, completamente, os escorregamentos da correia, sempre ruinosos.

Temos conhecimento de uma solução para este problema, patenteada pela casa Link-Belt Co. (22), solução que utiliza dois motores independentes, respondendo um deles fàcilmente às variações de velocidade do respectivo tambor, variações essas impostas pelas irregularidades da carga da correia. Trata-se, porém, de uma solução cara, só aplicável a transportadores de grande importância.

A disposição de tambores indicada na fig. 16 foi a inicialmente adoptada, permitindo realizar pràticamente um ângulo total de abraçamento de 330° a 350°, repartido 230° a 240° pelo tambor 1 e 100° a 110° pelo tambor 2. Com esta solução, além da repartição de esforços ser muito desiquilibrada, ocorre o inconveniente de o tambor 2 ser atacado pela face de carga da correia, o que pode provocar, por deficiências na limpeza desta, acumulações de material sobre a superfície do tambor, consequente aumento de velocidade periférica deste e correspondentes aumento de velocidade e escorregamento da correia.

Evita-se este grave inconveniente colocando o tambor auxiliar à frente dos tambores de arrastamento (fig. 17). Com esta solução o tambor que pode aumentar de

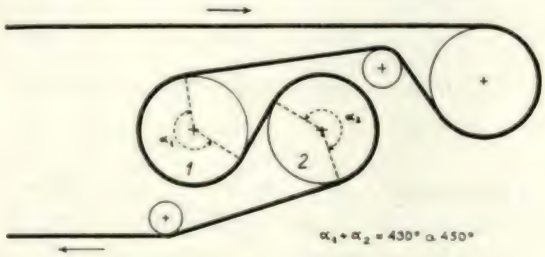


Fig. 17

velocidade devido a aumento de diâmetro por aderência de material é o tambor 1 e, nesse caso, não haverá escorregamentos, mas sim afrouxamento da correia entre os dois tambores de arrastamento. Esta disposição, que permite realizar ângulos totais de abraçamento entre 430° e 450°, permite também afastar a cabeça motora do ponto de descarga da correia, tornando mais fácil a limpeza e diminuindo portanto as possibilidades de acumulação de material sobre os tambores.

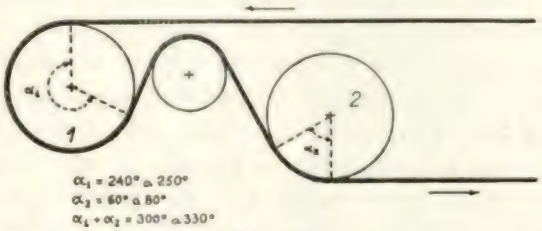


Fig. 18

A solução indicada na fig. 18, embora seja interessante por permitir realizar um ângulo total de abraçamento da ordem dos

300° a 330° sem que a correia ataque os tambores de arrastamento pela sua face de carga, origina contudo grande desiquilíbrio na repartição dos esforços, com os inconvenientes conhecidos. A solução da fig. 19, do mesmo tipo que a anterior, permite realizar

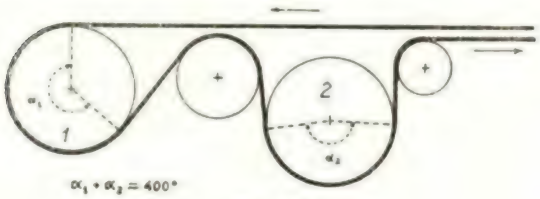


Fig. 19

um ângulo de abraçamento total da ordem dos 400°, diminuindo o desiquilíbrio na repartição dos esforços.

d) *Tambor com órgão intermediário de arrastamento*

Lahoussay (8) descreve este tipo de cabeça motora que, pelo menos teòricamente, é interessante, pois mantém as vantagens de simplicidade mecânica da cabeça com tambor único, eliminando os seus inconvenientes. Consta (fig. 20) de um único tambor motor 1 e de dois tambores auxilia-

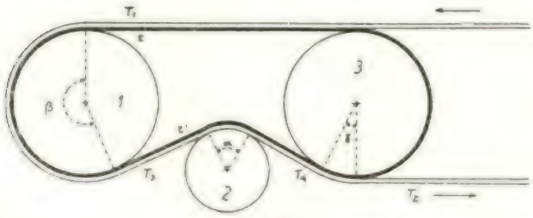


Fig. 20

res 2 e 3, o primeiro funcionando como esticador, para o que está montado em molas apropriadas, e o segundo com possibilidade de se deslocar em corrediças, para o caso do curso do primeiro não ser suficiente. Nestes três tambores circula uma correia auxiliar, que funciona como superfície de arrastamento, e sobre a qual passa a correia transportadora pròpriamente dita. Para que esta não seja ferida, a correia de arrastamento deverá ser sem-fim ou emendada por vulcanização.

Sendo μ e μ' os coeficientes de atrito respectivamente entre as duas correias e entre a correia de arrastamento e a cinta do tambor 1, T_1 e T_2 as tensões da correia transportadora na vizinhança da cabeça motora, T_3 e T_4 as tensões da correia transportadora dum lado e do outro do tambor 2, $E = T_1 - T_2$ o esforço de tracção necessário, t e t' as tensões da correia de arrastamento na vizinhança do tambor 1, temos, para a correia transportadora:

$$\frac{T_1}{T_3} = e^{\mu\beta} \qquad e \; \frac{T_4}{T_2} = e^{\mu\gamma}$$

donde

$$T_4 - T_2 = (e^{\mu\gamma} - 1)\, T_2$$

O esforço que a correia de arrastamento transmite aos tambores será:

$$t - t' = T_3 - T_2 = (T_3 - T_4) + (T_4 - T_2)$$

Por outro lado, para a passagem da correia de arrastamento sobre o tambor motor 1, temos:

$$\frac{t}{t'} = e^{\mu'\beta}$$

ou

$$t' = \frac{(T_3 - T_4) + (T_4 - T_2)}{e^{\mu'\beta} - 1}$$

Demonstra-se que, exercendo no tambor 2 uma pressão total P, origina-se na correia transportadora uma variação de tensão

$$T_3 - T_4 = P\mu$$

Será então

$$t' = \frac{P\mu + T_2\,(e^{\mu\gamma} - 1)}{(e^{\mu'\beta} - 1)}$$

Se se usar uma força P suficientemente grande, pode conseguir-se $T_4 = 0$, quere dizer, a correia transportadora trabalha sem tensão inicial e não adere ao tambor 3. Nestas condições

$$T_4 = E$$

$$T_3 = \frac{E}{e^{\mu\beta}}$$

$$t' = \frac{E}{(e^{\mu'\beta} - 1)\; e^{\mu\beta}}$$

O interesse deste sistema consiste exactamente em permitir para a correia transportadora tensão inicial nula e, por conseguinte, reduzir ao mínimo a tensão máxima na correia; isto sem exigir tensão exagerada à correia de arrastamento.

Sendo, por exemplo, $\beta = 230°$, $\alpha = 90°$, $\mu = 0{,}35$, $\mu' = 0{,}25$, temos $T_3 = 0{,}147$ E, ao passo que, sem a correia de arrastamento, seria necessário $T_2 = 0{,}588$ E.

Estes números mostram claramente o interesse deste tipo de cabeça motora. Pela nossa parte, contudo, só temos conhecimento dele pelo artigo de Lahoussay, desconhecendo qualquer exemplo prático de aplicação.

Tomamos por isso sob grande reserva a aplicação prática deste sistema.

Os motores preferidos para o accionamento dos transportadores de correia são, na maior parte dos casos, eléctricos, pelo seu maior rendimento, características de marcha e reduzido espaço que ocupam. Utilizam-se também em alguns transportadores de correia mineiros motores de ar comprimido.

Devido ao facto de, no arranque, haver que vencer a inércia, ser o atrito em repouso maior que o atrito em movimento e estar a massa fria nos rolamentos e chumaceiras, é necessário prever motores com momento de arranque pelo menos 50 % superior ao normal.

Interessa também, no caso geral, que a velocidade do motor se mantenha pràticamente constante, independentemente das variações de carga da correia. Costumam-se utilizar, por isso, motores de gaiola de esquilo ou, de preferência, devido às facilidades de arranque, motores com rotor de anéis. O ideal será utilizar motores síncronos mas, geralmente, o seu preço é muito elevado e não paga as suas vantagens. Convém, sempre que possível, utilizar motores blindados, protegidos das poeiras e humidade.

Como as velocidades de rotação dos tambores de arrastamento são geralmente pequenas aplicam-se, em regra, para evitar grandes sistemas de redução, motores de fraca velocidade, por exemplo 720 r. p. m.; contudo, estes motores são caros e nem sempre se pode recorrer a eles.

Se se utilizam motores de ar comprimido e para evitar que o transportador embale por diminuição sensível de carga, usam-se reguladores automáticos da admissão do ar, comandados pela velocidade da correia. Como, porém, estes arranjos não são infalíveis é geralmente preferível fiscalização contínua, com possibibilidade de regulação manual da entrada de ar.

Como os tambores de arrastamento giram a velocidades normalmente pequenas, é geralmente necessário, mesmo que se usem motores de baixa rotação, intercalar sistemas redutores de velocidade entre estes e aqueles. Estes sistemas de redução constam normalmente de associações de reduções por carretos, de transmissões por correia ou por corrente, e de redutores do sistema sem-fim e roda dentada. Há geralmente toda a vantagem em que a maior parte do sistema de redução fique incluído numa caixa fechada com auto-lubrificação, ao abrigo de poeiras, mantendo-se apenas à vista uma transmissão por correia ou por corrente, para permitir modificar a velocidade do tambor de arrastamento pela simples substituição de um tambor dessa transmissão.

Quando se utilizam redutores de sem-fim e roda dentada, é preciso atender à perfeição do seu desenho, caso contrário o rendimento da transmissão será muito mau.

Para o cálculo da potência do motor necessário Stephens Adamson Mfg. Co. (27) atende aos rendimentos das transmissões de redução, aconselhando somar as percentagens seguintes à potência calculada para o veio do tambor de arrastamento:

QUADRO XIII

Tipo da unidade de redução	Rodas dentadas de fundição	Rodas dentadas frezadas, correntes ou correias	Sem-fim e roda dentada
Percentagem da potência total a adicionar por cada unidade de redução	10 %	5 %	5 %

A localização do motor e sistema de redução em relação ao tambor de tracção depende das disponibilidades de espaço para a instalação e do tipo e valor das reduções adoptadas. Não se deve esquecer o facto de que é essencial poder exercer uma fácil fiscalização.

XV — Esticadores

Como dissémos atrás, as tensões existentes na correia, na vizinhança da cabeça motora, estão relacionadas com o esforço tangencial E pelas expressões:

$$T_1 = \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} E$$

$$T_2 = \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} E$$

$$T_1 = E + T_2$$

Por outro lado, também vimos que a tensão inicial T_o valia

$$T_o = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

Destas expressões e do que atrás dissémos se conclui que, para conseguirmos, para um dado E e um dado valor de $\mu\alpha$, um valor mínimo para T_1 (tensão mais elevada na vizinhança da cabeça motora), é necessário utilizar uma tensão inicial T_o tal que, atingindo a correia a velocidade de regime, a tensão T_2, no ramo frouxo, não seja superior a $\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$ E. Por outro lado, se T_2 é inferior a este valor o esforço tangencial transmitido não será suficiente para efectuar o trabalho pretendido.

Quere dizer, as condições de mínimo para T_1 exigem para T_2 um valor determinado:

$$T_2 = \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

Na prática, porém, é impossível evitar que uma correia, montada com uma dada tensão inicial entre dois tambores extremos, não sofra, em serviço, alongamentos que lhe diminuam aquela tensão de montagem. Daqui a necessidade de utilizar sistemas esticadores da correia.

No caso que estamos tratando das correias transportadoras há dois tipos fundamentais de esticadores, utilizados na prática: *esticadores de acção descontínua* e *esticadores de acção contínua*.

Os primeiros constam essencialmente de corrediças e parafusos de fixação, ou parafusos sem-fim, aplicados às chumaceiras de um dos tambores terminais do transportador (geralmente o tambor da cauda) (fig. 21). Uma vez montada a correia, ajusta-se a posição deste tambor de modo que

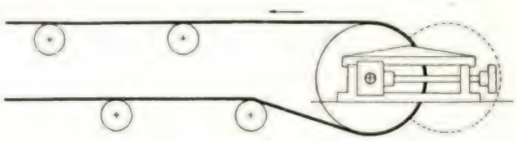


Fig. 21

à correia fique conferida uma tensão inicial um pouco superior à necessária, isto para permitir que o transportador trabalhe durante um certo tempo sem necessidade de novo ajustamento. Sendo assim, o transportador ficará a trabalhar quase sempre sob tensões superiores às necessárias.

Por outro lado, como o curso destes esticadores não é muito grande (geralmente 2 % do comprimento total do transportador), compreende-se fàcilmente a dificuldade que haverá, na montagem da correia, para fazer a respectiva emenda. Surgem além disso, com este sistema, dificuldades na centragem perfeita da correia, por as duas chumaceiras do tambor móvel terem, geralmente, as suas deslocações independentes.

Por estas razões este sistema de esticador só deve ser aplicado em transportadores de muito pequena importância.

Mesmo nestes, o sistema deve ser devidamente protegido contra acumulação de poeiras e detritos do material a transportar, principalmente quando se trata dos esticadores com parafusos sem-fim. Estando estes a descoberto, é quase certo ser muito difícil utilizar o esticador, quando for necessário.

Com os esticadores de acção contínua evitam-se todos estes inconvenientes. Tais

esticadores, também chamados esticadores de contrapeso, podem ser, fundamentalmente, de dois tipos: de tambor móvel (geralmente o da cauda), mantido em posição pela acção de um contrapeso (fig. 22) e de

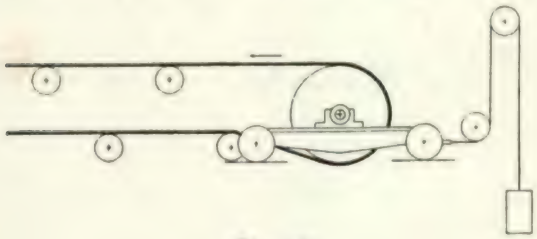


Fig. 22

tambor suspenso na correia, fazendo parte integrante do contrapeso (fig. 23).

Com estes sistemas mantem-se permanentemente o valor de T_2 desejado, com pouca margem de excesso. É além disso fácil efectuar emendas na correia, podendo-se mesmo constituir uma certa reserva desta no transportador, permitindo cortes de partes deterioradas em serviço. Por outro lado constituem um sistema elástico apto a absorver sobretensões ocasionais que a correia porventura possa sofrer.

O valor do contrapeso será, teòricamente, o dobro do valor da tensão da correia no

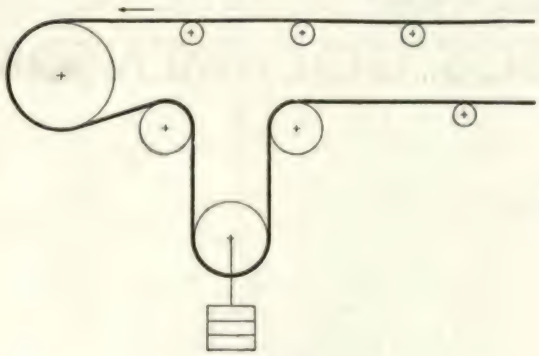


Fig. 23

ponto onde está instalado. Pràticamente deverá ser um pouco superior a este valor.

Quando o esticador é do tipo de tambor suspenso, convirá montá-lo onde a tensão da correia for menor, pois que a correia suporta tanto melhor os encurvamentos quanto menor é a tensão a que está sujeita. Nos casos mais frequentes a sua situação ideal será logo após a cabeça motora.

(Continua)

CURSO SOBRE O EMPREGO DA CORTIÇA NOS ISOLAMENTOS TÉRMICOS E FÓNICOS

PELO ENG.º ALFREDO B. DE ANDRADE

(Continuação)

C. D. 662.998:674.83

V — PROBLEMA DO MURO

Considere-se a parede exterior de uma casa. Seja: — θ a temperatura do ar interior.

— θ_{si} a temperatura da face interior da parede.

— θ_{se} a temperatura da face exterior da parede.

— θ_e a temperatura de ar exterior, e suponha-se que $\theta > \theta_{si} > \theta_{se} > \theta_e$, (fig. 16), a fim de fixar ideias.

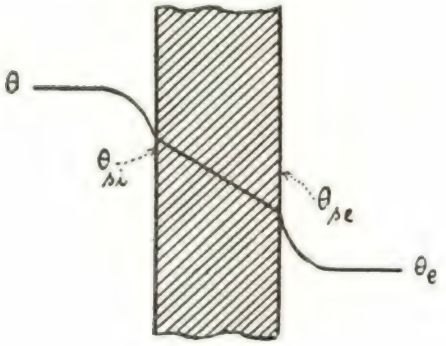


Fig. 16

O fluxo de energia calorífica transmitido por convecção e radiação, entre a superfície exterior da parede e o ar, é:

$$q = \underbrace{h_{ce} A (\theta_{se} - \theta_e)}_{(por\ convecção)} + \underbrace{h'_e A (\theta_{se} - \theta_e)}_{(por\ radiação} \quad \ldots\ldots (86)$$

ou

$$q = (h_{ce} + h'_e) A (\theta_{se} - \theta_e)$$

Fazendo

$$h_e = h_{ce} + h'_e \quad \ldots\ldots (87)$$

obtém-se

$$q = h_e A (\theta_{se} - \theta_e) \quad \ldots\ldots (88)$$

Semelhantemente, o fluxo de energia calorífica transmitido por convecção e radiação à superfície interior é:

$$q = h_{ci} A (\theta - \theta_{si}) + h'_i A (\theta - \theta_{si}) \quad \ldots\ldots (89)$$

$$= (h_{ci} + h'_i) A (\theta - \theta_{si})$$

$$= h_i A (\theta - \theta_{si}) \quad \ldots\ldots (90)$$

em que

$$h_i = h_{ci} + h'_i \quad \ldots\ldots (91)$$

Os índices *e* e *i* referem-se às superfícies exterior e interior respectivamente.

h_e e h_i são as condutâncias superficiais, representando as q. d. c. transmitidas por convecção e radiação entre uma superfície e o ar que a rodeia, na unidade de tempo, para a unidade de área de superfície e para uma d. d. t. unitária entre a superfície e o ar rodeante.

Assim, h_e é a condutância superficial exterior e h_i é a condutância superficial interior.

Os valores de h são expressos, como se vê de (88) e (90), em unidades de energia, por unidades de área, por unidades de tempo e por unidades de diferença de temperatura.

À q. d. c. transmitida por convecção

e radiação entre uma superfície e o ar rodeante, corresponde a resistência térmica

$$R = \frac{\Delta \theta}{q} = \frac{1}{h_e A} \quad \text{.....} \quad (92)$$

para a superfície exterior, e

$$R = \frac{\Delta \theta}{q} = \frac{1}{h_i A} \quad \text{.....} \quad (93)$$

para a superfície interior.

Por unidade de área, tem-se respectivamente

$$R' = \frac{1}{h_e} \quad \text{e} \quad R' = \frac{1}{h_i} \quad \text{.....} \quad (94)$$

Condutância térmica de um espaço de ar

No interior de uma parede composta deixa-se, por vezes, espaços de ar a fim de aumentar o seu poder isolante. Sejam θ_1 e θ_2 as temperaturas das duas superfícies limites e imagine-se que $\theta_1 > \theta_2$. A energia calorífica transmite-se da superfície que se encontra à temperatura mais elevada para

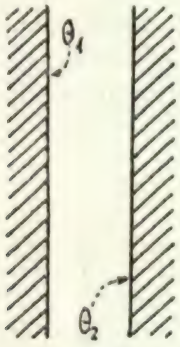


Fig. 17

a que está à temperatura mais baixa (fig. 17), por condução, convecção e radiação.

Pode dizer-se que o fluxo de energia calorífica transmitido, de uma superfície para a outra, é:

$$q = \delta A (\theta_1 - \theta_2) \quad \text{.....} \quad (93)$$

em que δ é a condutância térmica do espaço de ar e A a área das superfícies.

Assim pode definir-se condutância térmica de um espaço de ar como a q. d. c. transmitida na unidade de tempo, através de uma superfície de área unitária do espaço de ar, e para uma d. d. t. entre as duas superfícies limites igual à unidade.

A condutância de um espaço de ar depende da temperatura média absoluta, da espessura, da posição e das características do material que o limitam.

A partir de (95), vê-se que a resistência térmica de um espaço de ar, é:

$$R = \frac{\Delta \theta}{q} = \frac{1}{\delta A} \quad \text{.....} \quad (96)$$

ou por unidade de área

$$R' = \frac{1}{\delta} \quad \text{.....} \quad (97)$$

Coeficiente de transmissão total

Repare-se na parede da Fig. 16.

O fluxo de energia calorífica transmitido do ar interior para a superfície interior da parede é:

$$q_1 = h_i A (\theta - \theta_{si})$$

O fluxo de energia calorífica transmitido através da parede, por condução, é:

$$q_2 = K \frac{\theta_{si} - \theta_{se}}{e} A$$

em que K é o coeficiente de condutibilidade térmica do material da parede para a temperatura média a que se encontra submetido e e a espessura da parede.

O fluxo de energia calorífica transmitido da superfície exterior da parede para o ar exterior é:

$$q_3 = h_e A (\theta_{se} - \theta_e)$$

Visto que se está em regime permanente, tem-se

$$q_1 = q_2 = q_3 = q$$

ou

$$q = h_i\, A\, (\theta - \theta_{si}) = K\, \frac{\theta_{si} - \theta_{se}}{e}\, A =$$

$$= h_e\, A\, (\theta_{se} - \theta_e) \;\ldots\ldots\; (98)$$

Ora como

$$q\, \frac{1}{h_i} = A\, (\theta - \theta_{si})$$

$$q\, \frac{e}{k} = A\, (\theta_{si} - \theta_{se})$$

$$q\, \frac{1}{h_e} = A\, (\theta_{se} - \theta_e)$$

obtém-se:

$$q \left[\frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e} \right] = A\, (\theta - \theta_e) \;\ldots\; (99)$$

ou

$$q = U\, A\, (\theta - \theta_e) \;\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\; (100)$$

em que U é o *coeficiente de transmissão total* da parede para a energia calorífica, o qual se pode definir como a q. d. c. transmitido na unidade de tempo através da superfície de uma parede de área igual à unidade, quando existe uma d. d. t. unitária entre o ar interior e o ar exterior.

Exprime-se, evidentemente, em unidades de energia, por unidades de área, por unidades de tempo e por unidades de diferença de temperatura.

A resistência total da parede, por unidade de área, será:

$$R_t = \frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e} \;\ldots\ldots\; (101)$$

Parede composta

Se a parede é composta por diferentes materiais homogéneos (fig. 18), de espes-

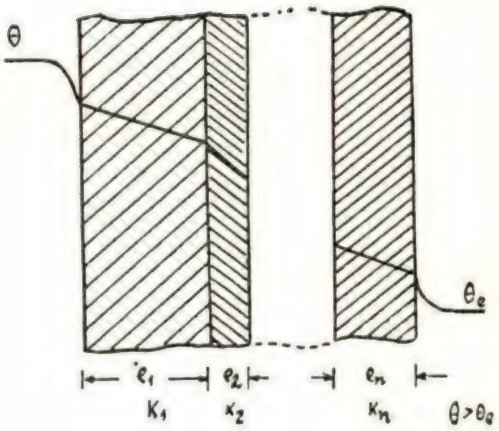


Fig. 18

suras e_1, e_2, ... e_n, condutibilidades térmicas K_1, K_2, ... K_n respectivamente, sem que existam espaços de ar, a resistência térmica total, por unidade de área, será:

$$R_t = \frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \ldots +$$

$$+ \frac{e_n}{k_n} + \frac{1}{h_e} \;\ldots\ldots\; (102)$$

Tendo a parede um espaço de ar (fig. 19), compreendido entre dois materiais homogéneos e diferentes, de espessuras e_1 e e_2, coeficientes de condutibilidade tér-

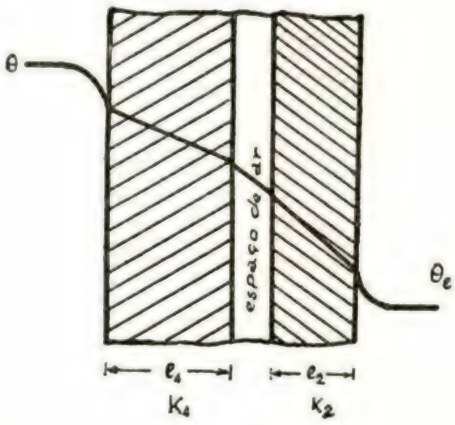


Fig. 19

mica K_1 e K_2 respectivamente, a resistência térmica total, por unidade de área, é:

$$R_t = \frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{1}{\delta} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{1}{h_e} \quad \ldots\ldots (103)$$

Assim, de uma forma geral, a resistência térmica total de uma parede composta, por unidade de área, pode apresentar-se sob a forma:

$$R_t = \frac{1}{h_i} + \Sigma \frac{e_i}{k_i} + \Sigma \frac{1}{\delta_i} + \frac{1}{h_e} \quad (104)$$

A resistência total de uma parede dá a conhecer o poder isolante dela.

Geralmente a resistência térmica das paredes de uma construção é elevada quando comparada com as resistências térmicas superficiais.

Nos elementos de fraca resistência térmica como, por exemplo, as janelas, são as resistências superficiais predominantes, tendo pequena importância a das vidraças. Em casos como este, deve-se ter cuidado com a determinação das condutâncias superficiais. Nos casos vulgares de paredes podem-se admitir os seguintes valores:

8,05 Kcal/m.^{2} h. °C para h_i ..... (105)

e

29,28 Kcal/m.^{2} h. °C para h_e, ... (106)

supondo uma velocidade para o vento de 6,7 m/s, que é o valor normalmente utilizado nos cálculos de transmissão.

A fim de se determinar a q. d. c. que uma casa ganha ou perde, na unidade de tempo, basta obter o somatório dos ganhos ou perdas através das diferentes partes que a compõem: paredes, janelas, portas, soalho e teto.

E, assim, para qualquer caso, tem-se:

$$q_t = \Sigma U_i A_i \Delta\theta_i \quad \ldots\ldots (107)$$

em que q_t é o fluxo de energia calorífica total ganho ou perdido pela casa.

CONDUTIBILIDADE TÉRMICA DE ALGUNS MATERIAIS (1)

Material	Notas	Condutibilidade K Kcal/h.m. °C	Proveniência dos valores
Acabamento interior	Reboco e esboço interior com estuque	0,409	Guide of American Society of Heating and Ventilating Engineers 1944
Acabamento exterior	O estuque dos norte-americanos	1,488	P. D. Close
Reboco interior de cimento		0,992	P. D. Close
Argamassa de cimento		1,488	P. D. Close
Betão de areia e brita		1,488	P. D. Close
Tijolo comum		0,620	Guide of American Society of Heating and Ventilating Engineers 1944
Cálcário	Denso	1,157	Principles of Refrigeration
Aglomerado negro de cortiça	Á temperatura média de 16° C Á temperatura média de 30 °C	0,034 0,035	Laboratório de Estudo e Ensaio da Cortiça-Lisboa
Madeira de pinho		0,099	P. D. Close

(1) Evidentemente que se indicam estes valores apenas para facilitar a apresentação de algumas aplicações práticas, pois os nossos materiais podem ter coeficientes de condutibilidade térmica diferentes dos americanos. Infelizmente, porém, na altura em que se realizaram as lições, apenas o Laboratório da Junta Nacional da Cortiça tinha publicado o valor do coeficiente de condutibilidade térmica da cortiça, no que não foi seguido por qualquer Laboratório Nacional que estude outros materiais.

Condutância dos espaços de ar verticais (compreendidos entre materiais de emissividades superiores a 0,8), com as superfícies limites paralelas e normais à direcção do fluxo de calor, para espessuras do espaço de ar iguais ou superiores a 1,9 cm

$$* \ \delta = 5{,}368 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h. } ^\circ\text{C} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (108)$$

É este o valor vulgarmente usado nos cálculos de transmissão.

Condutâncias (δ) dos espaços de ar horizontais

Os valores indicados pelo «Massachusetts Institute of Technology», baseados em espaços de ar de 9,2 cm, limitados por superfícies de emissividade 0,83 e para uma d. d. t. de 8,3 °C, são:

a) Para o fluxo ascendente:

$$* \ \delta = 6{,}442 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h. } ^\circ\text{C} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (109)$$

b) Para o fluxo descendente:

$$* \ \delta = 4{,}587 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h. } ^\circ\text{C} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (110)$$

Exemplo 1.

Determinar a resistência térmica total, por unidade de área, de uma parede de

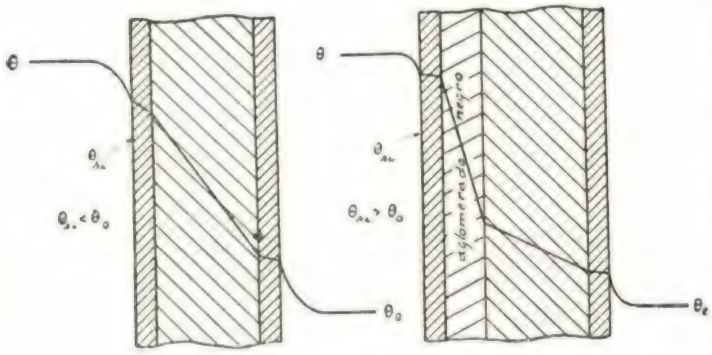


Fig. 20 — Curva da queda de temperatura, antes e após a colocação do aglomerado negro

alvenaria ordinária de calcáreo, com 40 cm de espessura e acabamentos exterior e interior de 2 cm.

(*) Do Guide A. S. H. V. E. 1944.

Tem-se:

$$R_t = \frac{1}{h_i} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + \frac{1}{h_e}$$

podendo-se para facilidade de exposição apresentar a determinação de R_t sob a a forma de um quadro.

	Espessura m	Coeficiente	Resistência térmica
Superfície interior...	—	8,050 (h_i)	0,124
Reboco, esboço e estuque (interior)...	0,02 (e_1)	0,409 (k_1)	0,049
Alvenaria ordinária de calcáreo.....	0,40 (e_2)	1,158 (k_2)	0,345
Reboco exterior.....	0,02 (e_3)	1,488 (k_3)	0,013
Superfície exterior...	—	29,280 (h_e)	0,034
			$R_t = 0{,}565$

Logo:

$$U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{0{,}565} = 1{,}770 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h. } ^\circ\text{C}$$

Exemplo 2.

Determinar o coeficiente de transmissão total de uma parede de betão armado com 20 cm de espessura, espaço de ar com 8 cm, ½ vez de tijolo furado com 11 cm e 2 cm de reboco, esboço e estuque.

	Espessura m	Coeficiente	Resistência térmica
Superfície interior...	—	8,050 (h_i)	0,124
Reboco, esboço e estuque (interior)...	0,02	0,409 (k_1)	0,049
Tijolo furado a ½ vez.....	0,11	0,620 (k_2)	0,177
Espaço de ar.....	0,08	5,368 (δ)	0,186
Betão armado.....	0,20	1,488 (k_3)	0,134
Acabamento exterior	0,02	1,488 (k_4)	0,013
Superfície exterior...	—	29,280 (h_e)	0,034
			$R_t = 0{,}717$

$$U_t = \frac{1}{0{,}717} = 1{,}395 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h. } ^\circ\text{C}$$

Exemplo 3.

Determinar o coeficiente de transmissão total de:

a) uma parede de betão armado com 20 cm de espessura e 2 cm de reboco;

b) da mesma parede quando isolada com aglomerado negro de cortiça com a espessura de 4 cm, aplicado na parede interior, esboçado interiormente com argamassa de cimento de 1,2 cm de espessura e estucado.

a)

	Espessura m	Coeficiente	Resistência térmica
Superfície interior...	—	8,050 (h_1)	0,124
Reboco, esboço e estuque.....	0,02	0,409 (k_1)	0,049
Betão armado...	0,20	1,488 (k_2)	0,134
Acabamento exterior.....	0,02	1,488 (k_3)	0,013
Superfície exterior..	—	29,280 (h_2)	0,034
			$R_t = 0,354$

$$U_t = \frac{1}{0,354} = 2,825 \text{ Kcal/cm}^2 \text{ h. } ^\circ\text{C}$$

b)

	Espessura m	Coeficiente	Resistência térmica
Superfície interior...	—	8,050 (h_1)	0,124
Esboço e estuque ...	0,01	1,488 (k_1)	0,007
Aglomerado negro de cortiça.....	0,04	0,035 (k_2)	1,143
Betão armado.....	0,20	1,488 (k_2)	0,134
Acabamento exterior	0,02	1,488 (k_4)	0,013
Superfície exterior...	—	29,280 (h_3)	0,034
			$R_t = 1,455$

$$U_t = 0,687 \text{ Kcal/m.}^2 \text{ h. } ^\circ\text{C}$$

Exemplo 4.

Calcular o fluxo de energia transmitido por unidade de área, através da parede do exemplo 3, antes e após a aplicação do aglomerado negro de cortiça, encontrando-se o ar interior a 20° C e o ar exterior a 2° C.

a) Parede não isolada

$$f = U(\theta - \theta_e)$$
$$= 2,825 \times (20 - 2)$$
$$= 50,850 \text{ Kcal/m.}^2 \text{ h.}$$

b) Após isolamento

$$f = 0,687 \times (20 - 2)$$
$$= 12,366 \text{ Kcal/m.}^2 \text{ h.}$$

Eficiência de um isolamento

Se a uma parede se aplica material isolante — aglomerado negro de cortiça — dá-se uma redução na transmissão da energia calorífica através dela, visto ter-se aumentado a sua resistência térmica.

Sejam U e U_i os coeficientes de transmissão total da parede antes e após a aplicação do isolante. A redução em percentagem da transmissão de energia será de:

$$\frac{U - U_i}{U} 100\ \% \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (111)$$

e denomina-se *eficiência do isolamento.*

Assim, tomando a parede do exemplo 3, vê-se que a eficiência do isolamento devido à aplicação do aglomerado negro com a espessura de 4 cm, é de:

$$\frac{2,825 - 0,687}{2,825} \times 100 = 75,7\ \%$$

A eficiência de um material isolante depende da sua espessura, do seu coeficiente de condutibilidade térmica e do coeficiente de transmissão total da parede antes de ser isolada.

Espessura mínima do isolamento a aplicar contra a condensação

Tome-se uma parede qualquer. Seja $R_t = R_{si} + R_1 + R_2 + \ldots\ldots + R_n + R_{se}$ a sua resistência total por unidade de área, em que R_{si} e R_{se} são as resistências superficiais, por unidade de área, interior e exterior res-

pectivamente, e R_1, R_2 ..... R_n as diferentes resistências, por unidade de área, em série, correspondendo aos diferentes materiais homogéneos e espaços de ar que compõem a parede.

A densidade de fluxo da energia calorífica que atravessa a parede é:

$$f = \frac{\theta - \theta_e}{R_t}$$

em que θ é a temperatura do ar interior e θ_e a temperatura do ar exterior. Assim, as quedas de temperatura nas resistências R_{si}, R_1, R_2 ..... R_n, R_{se} serão:

$$\begin{aligned} \Delta\theta_{si} &= f\,R_{si} \\ \Delta\theta_1 &= f\,R_1 \\ \Delta\theta_2 &= f\,R_2 \\ &\vdots \\ \Delta\theta_n &= f\,R_n \\ \Delta\theta_{se} &= f\,R_{se} \end{aligned}$$

Evidentemente

$$\Delta\theta = \theta - \theta_e = \Delta\theta_{si} + \Delta\theta_1 + \Delta\theta_2 + \\ + \dots + \Delta\theta_n + \Delta\theta_{se}$$

Quanto mais elevado for R_t mais baixo é o valor de f e, como as quedas de temperatura se dão proporcionalmente às resistências térmicas parciais, pode-se fazer baixar o valor de $\Delta\theta_{si}$, diferença de temperatura entre a superfície interior da parede e o ar interior, pela aplicação à parede de um material de elevada resistência térmica. Tal tem importância quando se pretende evitar que se dê a condensação do vapor de água, que se encontra no ar ambiente sobre as paredes.

Para isso, aplica-se à parede um material de elevada resistência térmica — aglomerado negro de cortiça — de forma que a temperatura superficial interior da parede seja superior à temperatura do ponto de orvalho do ar ambiente.

Suponha-se que é R_t' a resistência térmica total, por unidade de área, que uma dada parede deve ter a fim de apresentar uma temperatura superficial interior igual à do ponto de orvalho para o ar interior.

Represente-se por θ, θ_e e θ_o as temperaturas do ar interior, mínima possível do ar exterior e do ponto de orvalho para o ar interior, respectivamente.

Então tem-se para a parede total:

$$f = \frac{\theta - \theta_e}{R'_t}$$

e para a resistência superficial interior

$$f = \frac{\theta - \theta_o}{R_{si}}$$

Logo

$$\frac{R'_t}{R_{si}} = \frac{\theta - \theta_e}{\theta - \theta_o} \quad \dots\dots\dots\dots \quad (112)$$

Se uma parede tem uma resistência térmica total, por unidade de área, R_t, inferior a R_t', a diferença $R'_t - R_t$ deve-lhe ser fornecida pela aplicação de uma espessura adequada de aglomerado negro.

Seja x o valor mínimo dessa espessura e K o coeficiente de condutibilidade térmica do aglomerado negro de cortiça. Tem-se:

$$R'_t = R_t + \frac{x}{K} \quad \dots\dots\dots\dots \quad (113)$$

Substituindo em (112), vem:

$$\frac{R_t + \frac{x}{K}}{\frac{1}{h_i}} = \frac{\theta - \theta_e}{\theta - \theta_o}$$

Logo

$$x \geq K \left[\frac{\theta - \theta_e'}{h_i\,(\theta - \theta_o)} - R_t \right] \quad \dots\dots\dots\dots \quad (114)$$

O valor de θ_o, temperatura do ponto de orvalho, determina-se fàcilmente por meio de uma tabela psicrométrica, desde que se saiba qual a humidade relativa e a temperatura do ar interior.

Exemplo:

Determinar a espessura de aglomerado negro a aplicar a um pavimento de betão (fig. 20) a fim de evitar a condensação,

encontrando-se o ar interior à temperatura de 20° e com uma humidade relativa de 70 % e o ar exterior a 0°.

Resolução

a) Resistência térmica do pavimento;

	Espessura m	Coeficiente	Resistência térmica
Superfície interior	—	8,050 (h_i)	0,124
Reboco, esboço e estuque	0,02	0,409 (k_1)	0,049
Betão	0,10	1,488 (k_2)	0,067
Acabamento exterior	0,02	1,488 (k_3)	0,013
Superfície exterior	—	29,280 (h_e)	0,034
			$R_t = 0,287$

b) Temperatura do ponto de orvalho.

Para a temperatura interior de 20° C e a humidade relativa de 70 %, a tabela psicrométrica indica uma temperatura do ponto de orvalho de *14,3*° C.

c) Espessura mínima do isolamento a empregar:

Tomando para o aglomerado negro de cortiça o coeficiente de condutibilidade térmica K = 0,034, tem-se, aplicando a expressão (114)

$$x \geqq 0,034 \left[\frac{20 - 0}{8,05\,(20 - 14,3)} - 0,287 \right] = 0,0051 \text{ m}$$

ou

$$x \geqq 0,6 \text{ cm}$$

Logo, a aplicação das placas comerciais de 2,5 cm de espessura satisfaz plenamente.

Propriedades a exigir a um isolante térmico

De uma forma geral pode-se dizer que as propriedades que se devem exigir a um isolante térmico são:

1) — *Baixo coeficiente de condutibilidade térmica,* o que permite obter uma elevada resistência térmica com uma fraca espessura do material.

2) — *Não absorver humidade,* não só porque um acréscimo de humidade nele contido representa uma elevação do coeficiente de condutibilidade térmica, mas também porque o pode deteriorar.

3) — *Elevado módulo de ruptura à flexão,* a fim de resistir bem aos esforços a que pode ficar submetido.

4) — *Fácil de utilizar e trabalhar*

5) — *Resistente à combustão*

6) — *Baixo preço*

7) — *Ausência de cheiro*

8) — *Inatacável pelos roedores*

9) — *Durabilidade*

10) — *Baixo peso.*

Nenhum outro material responde melhor que o aglomerado de cortiça a estas exigências. Se a cada uma delas se desejasse dar uma resposta sob a forma de uma classificação, seria de bom para a resistência à combustão e de excelente para as restantes.

É especialmente como isolante às baixas temperaturas que o aglomerado negro se impõe: nos isolamentos de frigoríficos, de tubagens, etc.

Cuidados gerais a ter na aplicação do aglomerado negro

Nenhum isolante é completamente impermeável á penetração de humidade e, assim, em todo o isolamento devem proteger-se as superfícies dele, sendo prática corrente o uso de acabamentos asfálticos sobre as superfícies e entre as camadas do aglomerado negro.

(Continua)

DO MUNDO TÉCNICO

Ábaco para o cálculo da profundidade crítica em canais de secção trapezoidal

C. D. 532.543

O cálculo do movimento permanente e variado em canais abertos envolve sempre, como étape importante, a determinação da *profundidade crítica,* que é a que corresponde, para um dado caudal, Q, à energia específica mínima. A *profundidade crítica* pode ser calculada pela equação:

$$g\,\Omega^3 = \alpha \,.\, Q^2 \,.\, B \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

em que:

g — é a aceleração de gravidade;
Ω — a área de secção transversal do canal;
B — largura da superfície livre;
α — Coeficiente de Coriolis (para correcção da distribuição não uniforme da velocidade na secção).

Tanto Ω como B correspondem à profundidade crítica.

Esta equação resolve-se fàcilmente para canais rectangulares, mas a secção mais comum em engenharia hidráulica é a trapezoidal. Para esta secção transversal,

$$\Omega = (b + md) \,.\, d \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2$$
$$B = b + 2\,md \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

onde *b* é o rasto do canal; *d* a altura da água; e m = cotg ∅, o inverso da inclinação dos taludes marginais. Com estes valores, a eq. (1) transforma-se em

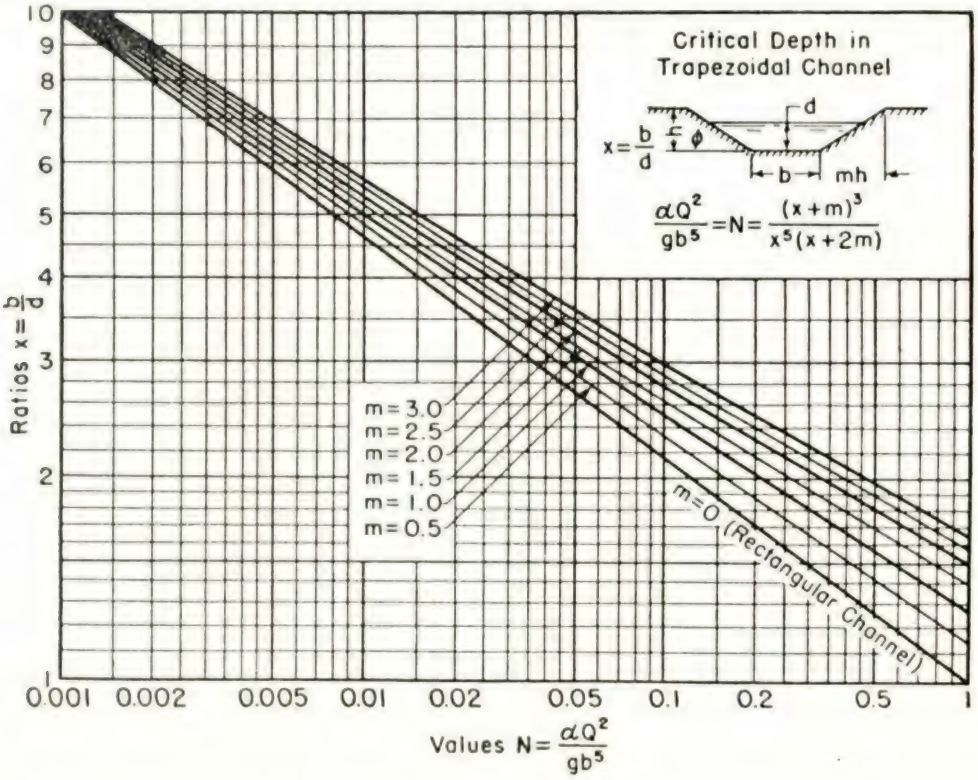
$$g \,.\, (b + md)^3 \,.\, d^3 = \alpha \,.\, Q^2 \,.\, (b + 2\,md) \quad \ldots \quad (4$$

Quando Q, *b* e *m* são dados, esta equação resolvida em ordem a *d* dará a *altura crítica.*

O mais recente tratado de hidrálica Europeu, de Charles Jaeger (Technische Hydraulik, Birkhaneser, Basel, 1949), afirma que *d* pode ser calculado pela equação (4) sem nenhum inconveniente especial. Todavia a solução directa de uma equação do sexto grau é completamente impossível. A maioria dos hidráulicos concordam que o único método adequado é o das tentativas.

W. H. Overshiner (no seu artigo «Critical Depth in Trapezoidal Channels», Civil Engineering, Fev. 1936, pág. 112) introduziu a relação y = d/b e calculou uma tabela para determinar y em função de M, que é,

$$M = \frac{Q^2}{b^5} = g\,y^3 \frac{(1 + my)^3}{(1 + 2\,my)} \quad \ldots\ldots \quad (5)$$



Essa tabela tinha o inconveniente de ter sido preparada para leitura inversa e só adequada às unidades nglesas.

Revisão de várias soluções gráficas:

Muitos esforços têm sido feitos para resolver gràficamente este problema. F. S. Bailey («Finding 'Critical Depth' in Hydraulic-Jump Calculations», Engineering News-Record, Nov. 20, 1925, pgs. 810-811) propôs um diagrama para a altura crítica num canal rectangular como um auxílio para mais fácil aproximação em casos de outras secções.

Em 1929 o engenheiro Russo A. N. Rachmanov (ver «Brief Consulting Book of Hydraulics, N. N. Pavlovski, Techgosizdat, Leningrad, 1940) introduziu uma relação -especial $\rho = b/m$ e construiu um complicado nomograma para leitura directa da altura crítica para um dado ρ e valor de M_1:

$$M_1 = \frac{\alpha^{1/2} Q}{m} = \frac{g^{1/2}\, d^{3/2} (\rho + d)^{3/2}}{(\rho + 2\, d)^{1/2}} \quad . \; . \quad (6)$$

Este nomograma só era utilizável para unidades métricas.

Construção do Diagrama

O autor prefere uma outra relação, $x = {}^{b}/_{d}$, que é geralmente maior que 1. Substituindo-a nas equações (2) e (3), obtemos,

$$\Omega = (x + m) \,.\, d^2 \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (7)$$
$$B = (x + 2\,m)\, d \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (8)$$

e a equação (1) transforma-se em:

$$g\,(x + m)^3 \,.\, d^6 = \alpha \,.\, Q^2 \,.\, (x + 2\,m) \,.\, d \; . \; . \quad (9)$$

Pode-se obter uma expressão adimensional, agrupando os membros:

$$N = \frac{\alpha\, Q^2}{g\, b^5} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (10)$$

Donde,

$$N = \frac{(x + m)^3}{v^5\,(x + 2\,m)} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (11)$$

Os necessários valores de N podem então ser calculados, como são dados na Tabela I, simplesmente por meio da equação 11

TABELA I

m =	0	0,5	1.0	1,5	2.0	2.5	3.0
v = 1	1 000	1.688	2.67	3,91	5.40	7.15	9.14
v = 2	0 1250	0.1630	0.211	0,268	0,333	0,407	0,488
v = 3	0.0370	0.0441	0.0527	0,0625	0,0734	0,0856	0,0987
v = 5	0.00800	0.00887	0,00988	0,01098	0,1220	0,01350	0,01490
v = 10	0 001000	0.001053	0,001110	0,001170	0,001244	0.001302	0,001374

Em 1948 Warren Le Lapp («Calculating Critical Depth in Trapezoidal Channels», Engineering News-Record, Dez. 23, 1948, pág. 82) apresentou um nomograma para determinar a altura crítica correspondente a duas relações especiais, m/b e Q/b, ambas com dimensões não usuais (ft^{-1} e sq. ft. seg^{-1}).

Num estudo muito interessante, P. Z. Kirpich («Dimensionless Constants for Hydraulic Elements in Open-Channel Cross-Sections», Civil Engineering, Out. 1948. págs. 649-651) sugeriu a aplicação de constantes *adimensionais* para solução de problemas em canais abertos. Deu um diagrama para calcular a altura crítica, mas apenas para o sistema pé-libra. Não se compreende bem por Kirpich abandonou o seu presumível processo neste caso.

Seguindo a sua sugestão, desenvolveu o autor deste artigo um diagrama universal, agora adimensional e adequado a todas as unidades. Este diagrama pode-se fàcilmente construir e é suficientemente exacto para os problemas práticos.

Fazendo corresponder x a N por meio de escalas logarítmicas, pode-se construir o ábaco da fig. 1 para vários taludes, *m*.

Para usar o ábaco, deve-se calcular primeiro N pela equação (10). Depois pode-se ler o valor correspondente de *x* no diagrama, para este valor de N e o *m* dado. A *profundidade critica* é determinada por $d = {}^{b}/_{x}$.

Exemplo:

Dados: $Q = 5.00\ m^3/seg$, $b = 2\,00\ m$, $m = 1{,}5$, $\alpha = 1{,}1$, $g = 9{,}81\ m/seg^2$.

$$N = \frac{1{,}1 \times 5^2}{9{,}81 \times 2^5} = 0{,}0876$$

Na figura para $N = 0{,}0876$ e $m = 1{,}5$, lemos $x = 2{,}72$

Então

$$d = 2.00/2{,}72 = 0{,}735\ m$$

(Da "Civil Engineering" — órgão da A. S. C. E. — Dec. 1950)

BIBLIOTECA

REFERÊNCIAS SOBRE LIVROS RECEBIDOS

C. D. 351.712

Caderno de Encargos — Tipo; e Legislação sobre empreitadas — *Eng.º M. Travassos Valdez.*

O autor, na introdução do trabalho que agora lança à publicidade diz que *«o trabalho que a seguir se apresenta, tem muito pouco de originalidade mas, supomos, muito de utilidade»*.

Deste modo, torna-se desnecessário qualquer apreciação sobre o mesmo visto estarmos de acordo com o autor.

M. B.

C. D. 621

Great Engines And Their Inventors — *C. S. Ranshaw.*
Burke Publishing C.ª, Ltd, London, preço 10 s. 6 d., págs. 212.

Incluido numa série de livros para rapazes, «Great Engines» destina-se a despertar e desenvolver o interesse dos jovens pela Engenharia de Máquinas.

Numa primeira parte, em pequenos capítulos, conta a história dos inventores e da evolução da máquina a vapor; depois, sempre em linguagem não técnica, descreve e explica o funcionamento das máquinas motrizes hoje usadas.

Num inglês simples e com vários esquemas e fotografias, o livro tem o interesse de um documentário ligeiro sobre assuntos que normalmente só são conhecidos nas cadeiras da especialidade.

C. D. 621.1

«La Machine a Vapeur» — *Jean Broch.*
Collection Armand Colin, pág. 224.

Esta obra, introdução a um estudo aprofundado das máquinas a vapor, situa-se entre os tratados especializados e os cursos.

Supondo adquiridas as noções gerais da termodinâmica, o autor começa por expor as propriedades do fluido industrial por excelência, a água.

Estudo térmico da água — Ciclos da água nas máquinas térmicas — Estudo do escoamento dos fluidos são os três títulos entre os quais está repartida a matéria estudada neste livro.

Uma grande parte dele é reservada aos dados experimentais sobre as propriedades termodinâmicas do vapor de água. Numerosos gráficos resumem os rendimentos que podem ser obtidos nos diferentes ciclos da máquina a vapor.

A última parte, mais teórica, sobre o escoamento dos fluidos contém um capítulo que trata sucintamente da turbina a vapor.

C. D. 621.313.3

Alternomotores — Cap. Mar e G. *A. Corrêa Monteiro.*
Livraria Luso-Espanhola, Ltd.ª, 472 págs., 280 figs., preço 275$00.

Os livros portugueses sobre questões técnicas e em particular sobre electricidade são tão raros, que o aparecimento de um, lhe confere imediatamente um mérito: ser escrito em português. «Alternomotores» tem esse mérito e ainda o que resulta de reunir em si muitos dados práticos sobre motores de corrente alternada, com abundantes gravuras a ilustrá-los.

O livro é do «Manual do Electrotécnico» e tem na realidade caracter de manual. São apresentados os vários tipos de motores mas ao de leve, em especial na teoria de funcionamento; a descrição e a comparação das características dos vários motores são tratadas com mais pormenor, havendo até para isso quadros sinópticos. Existem ainda diversos capítulos destinados a protecções mecânicas e eléctricas, encomendas, esquemas de ligação, normas para pôr os motores em funcionamento e outras questões de caracter tão prático como estas.

As primeiras 90 páginas constituem um complemento do livro e são por assim dizer a parte teórica; têm carácter elementar, e as definições são por vezes infelizes. As últimas páginas são ocupadas por tabelas que integradas num manual podem tornar-se úteis.

C. D. 621.396.029.6

Rádio Comunicações a alta freqnência (Radio Communication at Ultra High Frequency) — *J. Thomson.*
Editor Methuen, London, Preço 21 sh.

Destinado aos estudantes é no entanto esta obra de utilidade ao engenheiro ou físico que queira fazer uma revisão actualisada do assunto, pois a edição é de 1950 e o texto passa em revista toda a técnica dss frequências ultra-curtas.

Começando por um capítulo de situação histórica da novel técnica, vai analisando-a seguidamente em todos os seus aspectos: circuitos, lâmpadas, amplificadores de potência, osciladores, multiplicadores de frequência, circuitos de entrada, modulação, estabilisação de frequência e sistemas de comunicação (antenas).

As considerações de ordem prática, pormenores técnicos de realização, estão separados, dentro de cada capítulo, da parte teórica, esta, lançando mão da teoria matemática do campo electromagnético e da transmissão por quadripolos.

Cada capítulo insere uma bibliografia sobre o assunto tratado, (99 diagramas, 200 págs).

C. D. 621.396.67

Antenas para comprimentos de onda da ordem do centímetro (Aerials for centimeter Wave-Lengths) — *D. W. Fry e F. K. Goward.*

Cambridge University Press, Cambridge, preço 18 sh.

Estudo teórico das antenas para comprimentos de onda inferiores a 10 centímetros.

O problema é analisado no seu aspecto físico, sem desenvolvimento matemático profundo. Apenas o necessário para se compreender os problemas que põe o cálculo destas antenas.

Os pormenores técnicos da montagem e construção não são abordados.

O estudo insiste nas antenas de feixe explorador (scanning aerials).

No capítulo final analisam-se outros tipos de antenas, entre os quais os de radiodifusão (Broadcast).

Pelo seu interesse especial, destacamos o capítulo sobre a teoria do diagrama polar. (172 páginas).

C. D. 621.43

Stationary Compression-Ignition Engines — *C. H. Bradbury.*

E. & F. N. Spon, London, 1950, 1 vol. 225 págs., preço 24 sh.

Trata-se dum excelente guia para quem quizer projectar ou simplesmente, trabalhar, com motores de combustão a pressão constante.

Não esgota o assunto (nem isso se poderia fazer em pouco mais de 2 centenas de páginas), nem tampouco os capítulos têm qualquer sequência).

Muitos deles abordam até assuntos comuns aos motores de explosão e outras máquinas de movimento alternativo. Em resumo, os pontos tratados são os seguintes:

I) *Definições:* que quanto mais não seja tem a vantagem de familiarizar o estudante latino com as inglesas.
II) *Combustão e análise da combustão.*
III) *Sistemas de injecção.*
IV) *Alimentação e sobrealimentação.*
Principio de Kadenacy (mot.° de 2 tempos).
V) *Equilibragem.*
VI) *Eliminação dos ruidos.*
VII) *Vibrações torsionais.*
VIII) *Transmissões hidráulicas.*
IX) *Alicerces.*
X) *Paralelo de máquinas eléctricas* (C. D. e C. A.)
XI) *Indicadores.*
XII) *Manutenção.*

Em todos os assuntos tratados o autor consegue plenamente aliar os seus conhecimentos práticos e teóricos, o que confere ao livro um caracter eminentemente constructivo.

H. Ricardo afirma isto mesmo numa pequena introdução que constitui o melhor atestado desta obra.

Cremos que não poderia o autor ter arranjado melhor padrinho.

C. D. 621.822

Bearings And How To Fit Them — *Ian Bradley* e *Norman Hallows.*

Percival Marshall — 72 págs.

O autor, neste seu livro elementar, trata de um modo geral de todas as chumaceiras, cujos princípios resumidamente define.

Os ajustamentos e a lubrificação têm alguns exemplos interessantes. O capítulo mais desenvolvido é o da montagem de rolamentos de esferas e de rolos, que embora mantendo o carácter elementar apresenta alguns exemplos úteis ao Engenheiro construtor de máquinas.

C. D. 624.07

Distribution methods of structural analysis — *by R. W. Sked, B. Sc. (Eng.).* Leitor do Departamento de Engenharia Civil e Mecânica, do King's College, London.

Isaac Rtmant & Son, Ltd , Londres. Custo 12/6.

Mais um livro sobre o método de Cross. Diremos até, um livro de introdução com exemplos simples para iniciação e aplicação do referido método. O autor divide a obra em 4 capítulos: Vigas encastradas com diversos tipos de carga; Distribuição em vigas contínuas; Distribuição de momentos no caso de estruturas de pórticos e o caso de estruturas articuladas, superabundantes, mas de um único andar.

Um livro interessante para principiantes.

M. B.

C. D. 629.135

Modern Aircraft Design — *by J. L. Nayler.*

Temple Bress, Ltd., London, 1950, 1 vol., 120 págs. Preço 8 s. 6 d.

Não é um manual para uso do projectista. É antes um livro de informação para aqueles que, possuindo certos conhecimentos técnicos, não estão dentro do campo da construção aeronáutica.

A introdução dá uma clara ideia das dificuldades que surgem no projecto dum avião, quando se tem que adoptar uma solução de compromisso entre o «leve» e o «resistente». Segue-se uma rápida descrição das fases por que passa o projecto.

Também os princípios fundamentais da aerodinâmica são claramente resumidos, sem recurso duma única fórmula matemática.

Completa-se o livro com noções sobre estruturas, vibrações, materiais e acessórios do avião: trem de aterragem, ar condicionado (pressurisation), descongeladores (deicers), rádio, radar, etc., e finalmente a descrição de alguns prototipos e uma informação sobre velocidade máxima de vôo e velocidade mínima de aterragem.

Ilustram o livro 22 fot. e 4 fig.

FICHEIRO

LIVROS

C. D. 385+388

El problema del transporte terrestre en España — *José Luis Escário.*

Escuela Especial de engenieros de caminos, canales y puertos, 1950, vol. 1, págs. 14.

C. D. 620.171.5

Progresos en la teoria de la fotoelasticidad — *Ludwig Föppel.*

Int. Tecnico de la Const. y del Cemento, págs. 36.

C. D. 620.18

Elementi di metallografia microscopica — *Ing. Angelo Ciniselli.*

Ulrico Hoepli, Milano, 1 928, págs. 295.

C. D. 621

Vademecum per l'Ingegnere Costrutore Mecanico — *Malavasi (C.).*

Hoepli, Milano, 1 949, vol. 1, págs. 1212.

C. D. 621.3

Elettroni onde elettricità — *Cjuido Peri.*

Ulrico Hoepli, Milano, 1 933, págs. 617.

C. D. 622.19-341.1 (469)

Breve notícia sobre a aplicação do processo magnético de prospecção em alguns dos jazigos de magnetite do Alentejo — *Adalberto de Andrade.*

1 949, vol. 1, págs. 24.

C. D. 669.7.018

Invecchiamenta delle leghe legere (teorie ed ipolsi) — *Dr. Gregorio Sella.*

Ulrico Hoepli, Milano, 1 940, págs. 211.

C. D. 728.1

Viviendas económicas. «Una apartacion tecnica al problema» — *F. Lucini y J. Nadal.*

Instituto Tecnico de la Construccion y Cemen, págs. 90.

ARTIGOS DE REVISTAS

C. D. 666.76:669.042

Twenty-One Years Progress in Refractories — *J. H. Chesters.*

Metallurgia, 11-950, vol. 42, n.º 253, págs. 293/296.

C. D. 666.942

Influencia del àgua de mar en los hormigones de Cemento Portland — *Eng.º Edmundo Thomas Neumann.*

Revista de Camiños, 3.º trimestre, 1 950, pág. 220.

C. D. 666.95

Puzolanas y cementos puzolánicos — su posible utilizacion — *Ing. Ramón A. López Zigarán.*

Iran, Março-Abril, 1 950, vol. XIV, n.os 3 e 4, págs. 36/39.

C. D. 669.1 (46)

El problema siderúrgico español y la nueva empresa nacional — *Mariano Rojas Morales.*

Revista Industrial y Fabril, 11-950, vol. V, n.º 50, págs. 632/641.

Produção actual de aço e projecto de novas instalações para aumentar a sua produção em Espanha.

C. D. 669.16

Twenty One Years of Iron Foundry Foundry Progress *J. Blakiston.*

Metallurgia, 11-950, vol. 42, n.º 253, págs. 344/346.

C. D. 669.24

Nickel and Nickel Alloys — *L. B. Pfeil.*

Metallurgia, 11-950, vol. 42, n.º 253, págs. 302/307.

Desenvolvimento das aplicações do níquel e suas ligas nos últimos 20 anos.

C. D. 669.715:620.191

The Effect of Surface Finish on the Stress — Corrosion Properties of Aluminium — 7 % Magnesium Alloy — *S. E. Hadden and E. C. W. Perryman.*

Metallurgia, 12-950, vol. 42, n.º 254, págs. 392/396.

Resistência à corrosão das ligas de alumínio e magnésio. Diversos tests. Conclusões.

C. D. 669.721.5+669.721.89

The infiuence of surface contamination on the corrosion of Magnesium Manganese Sheet — *L. Rakowski.*

Metallurgia, 12-950, vol. 42, n.º 254, págs. 362 366.

Protecção das superfícies de chapas de manganês-magnésio. Contaminação das superfícies. Tratamento das chapas.

C. D. 669.89:679.5

Plastics for Protective Coatings and Linings of Chemical Plant — *E. E. Halls.*

Metallurgia, 12-950, vol. 42, n.º 254, págs. 376/381.

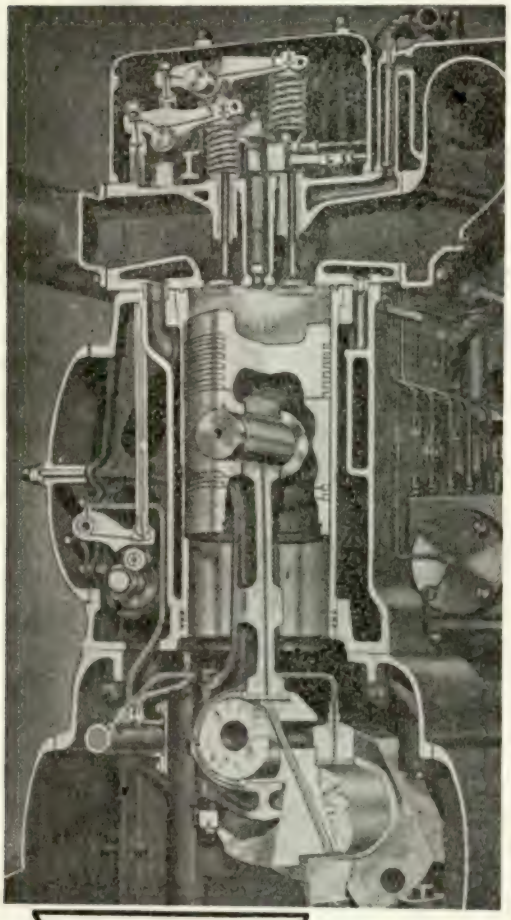
Protecção das superfícies metálicas com plásticos. Diversos plásticos utilizados.

C. D. 679.5:541.183

Etude critique sur l'absorption de l'eau par les matières plastiques — *A. Kovacs.*

Industrie des Plastiques Modernes, 1-951, vol. 2-3, n.os 6-1, págs. 31/34 e 30/32.

PROTEJA O SEU MOTOR DIESEL COM NOVOS OLEOS D. T. E.



Certos tipos actuais de motores Diesel diferem, em pormenores importantes, dos de há 10 ou 15 anos. Por isso os lubrificantes que então satisfaziam inteiramente, não se podem empregar, sem inconvenientes, nalguns motores modernos.

Novas condições de funcionamento, requerem novos lubrificantes. E a Socony-Vacuum resolveu o problema com a actual série de óleos DTE para motores industriais — a série numerada — já hoje tão largamente conhecida como a dos DTE anteriores.

Consiste numa combinação — fruto de longas pesquizas — de aditivos especiais com óleos-base seleccionados, cuja estabilidade química se eleva assim a um grau não atingido anteriormente.

Com os DTE numerados as câmaras de combustão conservam-se mais limpas de resíduos, os segmentos funcionam livremente, o que se traduz em maior economia de combustível e protecção adequada do motor.

COMBATA O ATRITO COM A LUBRIFICAÇÃO RACIONAL

2325

GARGOYLE lubrificantes

GARGOYLE

SOCONY-VACUUM OIL COMPANY, INC.

C. D. 624.0729.33

Le Calcul des Portiques Continus de forme quelconque (Premiére partie) — *Eng. E. Roland.*

L'Ossature Metallique, 10-950, n.º 10, págs. 471-483.

C. D. 624.131 (81)

Nota para o estudo regional do solo do centro da cidade de São Paulo — *Engs. Milton Vargas* e *Glauco Bernardo.*

Revista Politécnica, 10-945, n.º 149, págs. 214-219.

Gráficos.

C. D. 624.131.34

A exploração do sub-solo para fins de estudos de fundações — *Eng. Milton Vargas.*

Revista Politécnica, 10-945, n.º 149, págs. 167-180.

C. D. 624.15 + 550.8

Contribuição para a fixação de normas técnicas referentes a fundações e obras de terra — *Secção de Solos e Fundações do I. P. I.*

Revista Politécnica, 10-945, n.º 149, págs. 225-229.

C. D. 624.151 : 624.131

Aplicação da Mecânica dos solos ao projecto de fundações de edifícios — *A. Casagrande, As. M. Am. Soc. E. E.* e *R. E. Fadun.*

Revista Politécnica, 10-945, n.º 149, págs. 193-208.

C. D. 624.154

O projecto das fundações em estacas — *Eng. A. J. Costa Nunes.*

Revista Politécnica, 10-945, n.º 149, págs. 181-192.

C. D. 624.4(45)

Construction d'un pont au-dessus d'un ravin de grande profondeur en Italie — *Giuseppe Bono.*

L'Ossature Métallique, 10-950, n.º 10, págs. 467-470.

C. D. 624.95:725

Quelques réalisations d'architecture métallique en Belgique — *V. Bourgeois.*

L'Ossature Métallique, 10-950, n.º 10, pág. 443-452.

C. D. 624.9537.002

Une intéressante fabrication en série de réservoies à double enveloppe et á pression — *Ed. Heurion.*

L'Ossature Métallique, 10-950, n.º 10, págs. 453-459.

C. D. 625.285

Note sur les nouvelles automotrices CFe 4/4 des C. F. F.

Bull. Séc. d. la Suisse Romande, 9-950, n.º 18, págs. 251-253.

C. D. 625.7/8

Capacidad de los caminos — *O. K. Norman y W. P. Walker.*

Revista de Camiños, 3.º trimestre, 1950, págs. 228.

C. D. 627.83

L'Évacuateur de crues de l'usine hidro-électrique de Rossens avec vannes-secteur doubles — *Curt F. Kollbrunner.*

La Houille Blanche, 7-8-950, n.º 4, págs. 421/425.

C. D. 628.154:532.1

Projeto de Ancoragens — *Antonio Luiz Ippolito.*

R. A. E., 1-950, n.º 22, págs. 15/27.

Gráficos sobre Ancoragens e Modificações na Tabulagem e Classificação dos Sistemas de Tratamento de Esgotos e Despejos.

C. D. 628.971.8:535.241.46

Quelques considerations relatives a l'eclairage de tunnels affectes a la circulation — *A. M. Kruithof.*

Revue Technique Philips, 3-949, T. 10, n.º 10, págs. 299-306.

C. D. 629.135.1

O êxito dos aviões de jacto canadianos.

Máquinas e Metais, 8-950, n.º 56, págs. 11-12.

C. D. 66.041.495 : 621.365 : 666.943

Un horno calentado eléctricamente—*Luis J. Phillip Jr.*

Cemento Hormingon, 11-950, vol. XVI, n.º 200, págs. 335-337.

Breves notas sobre experiências levadas a cabo na fábrica de Holderbank (cimentos) com fim de empregar a energia eléctrica nos aquecimentos dos fornos rotativos.

C. D. 666.3 : 621.315.612

Procédés de preparation de matières ceramiques et produits en matières ceramiques — *R. A. Ijdens.*

Revue Technique Philips, 1-949, T. 10, n.º 7, págs. 203-221.

Materiais cerâmicos para a técnica da alta frequência.

C. D. 669.84

Fabrica destinada a la producción en gran escala de losas de hormigón — *Patricio Palomar Collado.*

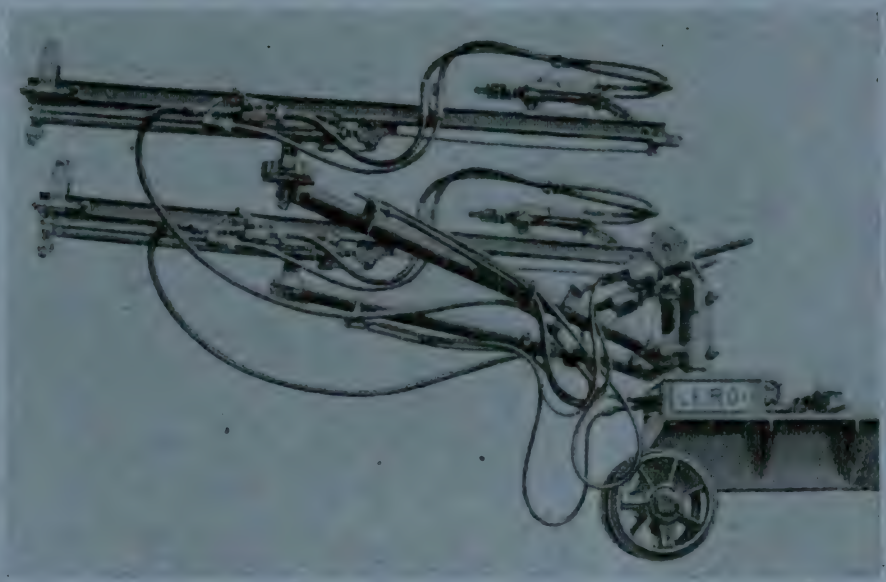
Cemento Hormingon, 9-950, vol XVI, n.º 198, págs. 283 a 287.

Descrição do edifício, totalmente constituído de peças de betão armado prefabricado. Descrição das instalações. Curso da fabricação desde o enchimento dos moldes de aço com betão até ao depósito de maturação das lousas. 9 fotografias elucidativas dos passos de fabricação.

COMPRESSORES DESDE
60 PÉS CÚBICOS POR MINUTO
A 600 PÉS CÚBICOS
POR MINUTO
A 100 LIBRAS DE PRESSÃO

GASOLINA E DIESEL

TODAS AS FERRAMENTAS PNEUMÁTICAS QUER PARA TRABALHOS DE CONSTRUÇÃO QUER PARA EXPLORAÇÕES MINEIRAS



REPRESENTANTES EXCLUSIVOS

BLACKWOOD HODGE (PORTUGAL), L.DA

Praça da Alegria 58, 5.º A LISBOA Telefones 3 2064 — 3 2065

Inglaterra, E. U. A., Espanha, Bélgica, África do Sul, África Oriental, África Ocidental, Rodésia do Norte e do Sul, Congo Belga, Angola, Moçambique, Índia, Paquistão, Ceilão, Burma, Austrália

Oficina e Laboratórios

do

INSTITUTO SUPERIOR TÉCNICO

As oficinas pedagógicas do Instituto Superior Técnico, de CARPINTARIA DE MOLDES, de INSTRUMENTOS DE PRECISÃO de ELECTROTECNICA, fornecem todo o género de material escolar de demonstração para o ensino técnico. Nos laboratórios de QUÍMICA-ANALÍTICA, FÍSICA INDUSTRIAL E DE MINERALOGIA executam-se análises para o público.

Para quaisquer informações, dirigir-se ao secretário da comissão executiva

MÁRMORES

aos melhores preços

Em todas as aplicações

IIII

A MAIOR PRODUÇÃO DO PAÍS

IIII

Pedidos à

Sociedade dos Mármores de Portugal, L.da

Rua de S. Domingos de Benfica, 63

LISBOA

AÇO VASADO

AÇO NORMAL AO CARBONE • AÇO MANGANEZ • AÇOS REFRACTÁRIOS AO CALOR OU RESISTENTES À CORROSÃO QUIMICA AÇOS DE LIGA, ESPECIAIS PARA TODAS AS APLICAÇÕES DA

INDÚSTRIA METALO-MECÂNICA

MOLDAÇÃO MECÂNICA EM GRANDES E MÉDIAS SÉRIES ENTREGAS RÁPIDAS - LABORATÓRIOS PRIVATIVOS DE ANÁLISES FÍSICO-QUÍMICAS DE METAIS

CONSULTEM OS N/ SERVIÇOS TÉCNICOS

ALFREDO ALVES & Cia. (Filhos)

• FABRICA VULCANO E COLARES (encorp. em 1945)

FÁBRICAS EM LISBOA E VENDA NOVA (AMADORA)

SÉDE: RUA ACADEMIA DAS CIÊNCIAS 5 — TELEFS. 31710 31718 31719 — LISBOA

FILIAL: PRAÇA D. JOÃO I, 24, 1.º — TELEF.: 24771 — PORTO

Ateliers de Constructions Electriques de Charleroi

BÉLGICA

Cabos armados para alta e baixa tensão. Cabos telefónicos. Fios e cabos de todos os tipos para instalações eléctricas

Transformadores

Motores

Alternadores

Aparelhagem

Disjuntores

de protecção

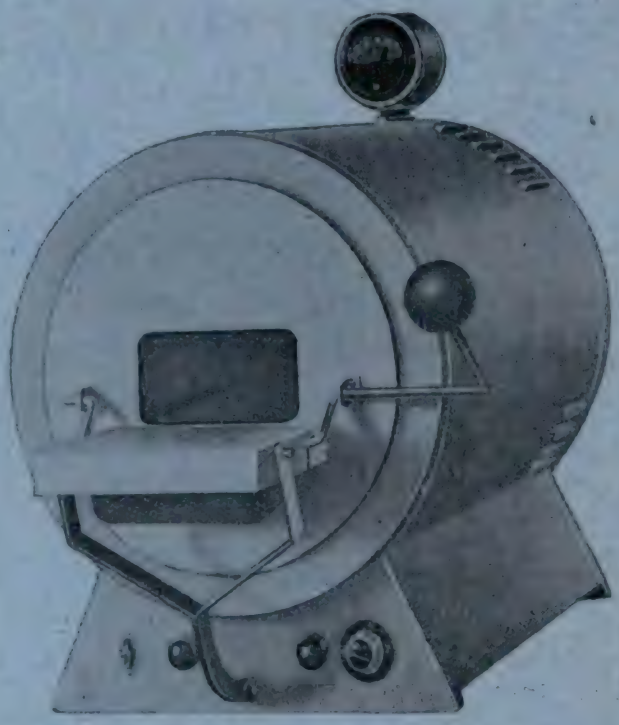
PARA ENTREGA IMEDIATA

REPRESENTANTES GERAIS PARA PORTUGAL E COLÓNIAS:

NOGUEIRA LIMITADA

107, RUA DOS DOURADORES — LISBOA

TEL. 21381—21382—30655



Heraeus

Fornos de mufla, estufas de vácuo bacteriológicas e em atmosférico

Material de vidro Schott, Pierex e nacional

Porcelana Staatlich - Berlin e nacional

Aparelhos: Potenciómetros, colorímetros, etc.

Fornecimentos completos para Laboratórios.

AURELIANO J. NEVES, L.DA

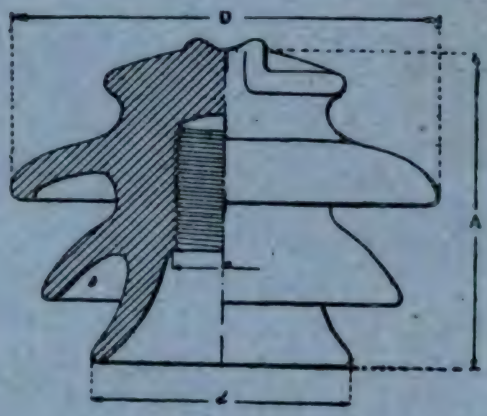
RUA DA PRATA, 234, 2.º

Telef. 2 8323

Fábrica de Porcelana da Vista Alegre, L.da

FUNDADA EM 1824

LISBOA — Sede: Largo da Biblioteca, 17 — Fábrica em Ilhavo — AVEIRO



Além de porcelanas domésticas e artísticas fabrica em larga escala

PORCELANAS
PARA USOS INDUSTRIAIS

E **PORCELANAS**
ELÉCTRICAS DE BAIXA E ALTA TENSÃO

DEPOSITOS:

LISBOA — Largo do Chiado, 18 — Rua Cândido dos Reis — PORTO

TELEFONE À

SMEIA

SOBRESSALENTES «CATERPILLAR»
Á SUA DISPOSIÇÃO!...

LEVANTE O AUSCULTADOR E MARQUE O NÚMERO 70028

Os tractores, os motores e os equipamentos «CATERPILLAR» são fontes de receita constantes.

Evite imobilizações demoradas, encomendando-nos quanto antes, directamente, por telefone ou por carta, os sobressalentes de que precisa.

Estes sobressalentes *genuinos* «CATERPILLAR» são exactamente idênticos às peças originais.

Envie as suas encomendas de peças sobressalentes à **SMEIA,** Avenida A, à Praça do Areeiro, 8, Lisboa, representante exclusivo da CATERPILLAR TRACTOR COMPANY—Peoria—Illinois, que mantém permanentemente em armazém, para entrega imediata, a maioria das peças sobressalentes «CATERPILLAR».

SOCIEDADE DE MECANIZAÇÃO INDUSTRIAL E AGRÍCOLA
S. A. R. L.
AVENIDA A, N.º 8, AREEIRO
LISBOA — PORTUGAL

FUNDIÇÃO E CONSTRUÇÃO MECÂNICAS

S. A. R. L.

OEIRAS

Uma grande organização na «**Indústria Metalúrgica e Metalomecânica nacional**»

Com **Fábrica** onde se produz:

Fundição de ferro, Ferros Ligas e Metais, Esmaltes — Esmaltagem

OFICINAS DE SERRALHARIA E FORJAS

Alguns artigos de série:

Banheiras de ferro fundido esmaltado — Todos os artigos sanitários para casa de banho e cozinha — Caldeiras e radiadores para aquecimento central — Salamandras — Fogões e fogareiros a gás — Fogões a lenha e carvão — Escadas e escadotes — Tábuas de engomar — Material para construção civil (aros para claraboias, sifões de pátio, ventiladores, portinholas, olhos de boi, autoclismos, etc.) — Bancos de jardim — Candeeiros para iluminação pública, etc

PROJECTOS, ORÇAMENTOS E EXECUÇÃO DE INSTALAÇÕES E AQUECIMENTO CENTRAL

Vendas directas ao comércio da especialidade

Telef. Oeiras { Administ. 156 / P. B. X. 126/127

Teleg. Fundição — OEIRAS

Correio: Apartado 711
LISBOA — CENTRAL

SECÇÃO DE AQUECIMENTO

Av. António Augusto de Aguiar, 7-A

Telefone 4 1110

CONSTRUÇÕES TÉCNICAS, LIMITADA

PRAÇA DO MUNICÍPIO 13, 3.º
TELEF. 2 2344
LISBOA

Cravação de estacas para fundação de silos da Companhia CIMENTO TEJO

FUNDAÇÕES

DUPLICADORES

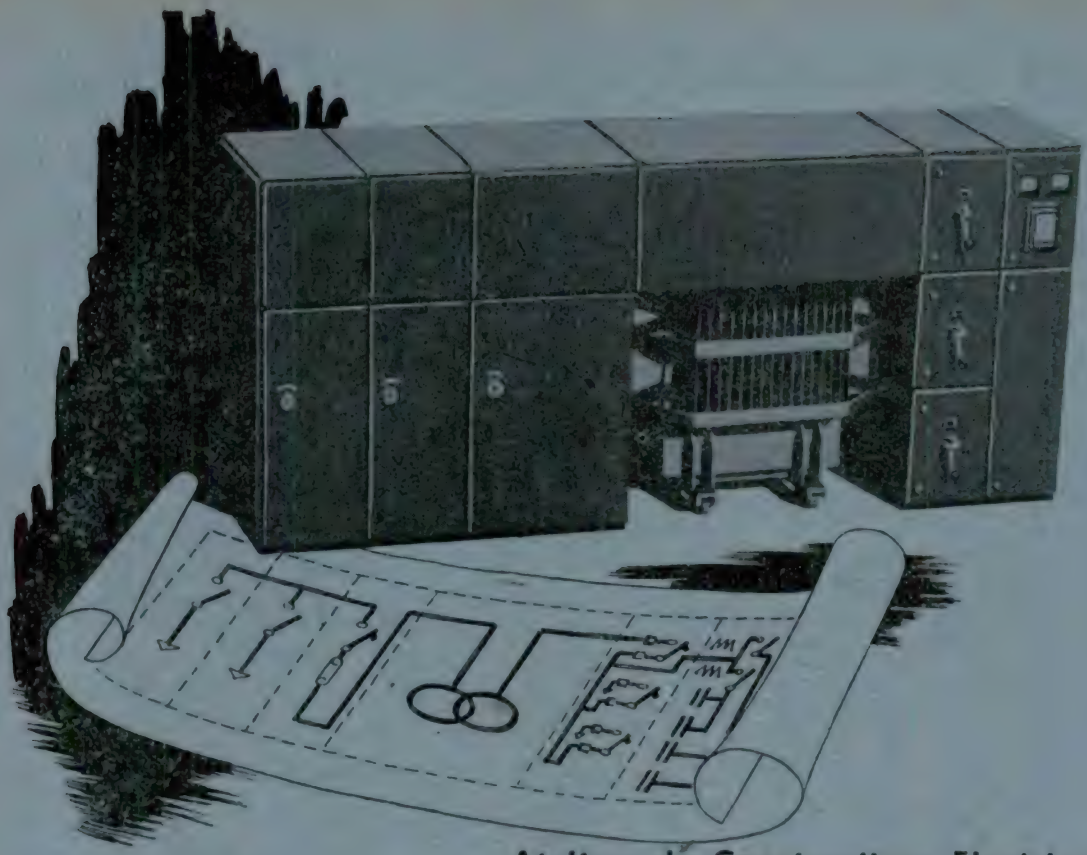
Manuais e eléctricos.

Gestetner

OS MELHORES DO MUNDO

A GESTETNER, L.DA

RUA DA CONCEIÇÃO, 125 — Telefone 2 2528 - LISBOA
LARGO DO PAÇINHO, 28, 1.º — Telefone 2 3469 - PORTO



Ateliers de Constructions Electriques de

DELLE

LYON - VILLEURBANNE (FRANCE)

OS NORMABLOCS

São Celas metálicas prefabricadas permitindo a realização de subestações de transformação

VANTAGENS:

a) **Dimensões reduzidas**
b) **Segurança completa para o pessoal**
c) **Rapidez e facilidade de montagem**
d) **Facilidade de extensão do posto**
e) **Fácil revisão de aparelhagem**
f) **Apresentação extremamente estética**

Solução ultra moderna. Este material é montado em fábrica própria em Chalon-Sur-Saone (França)

É favor pedirem a descrição desta fábrica aos nossos Representantes em Portugal:

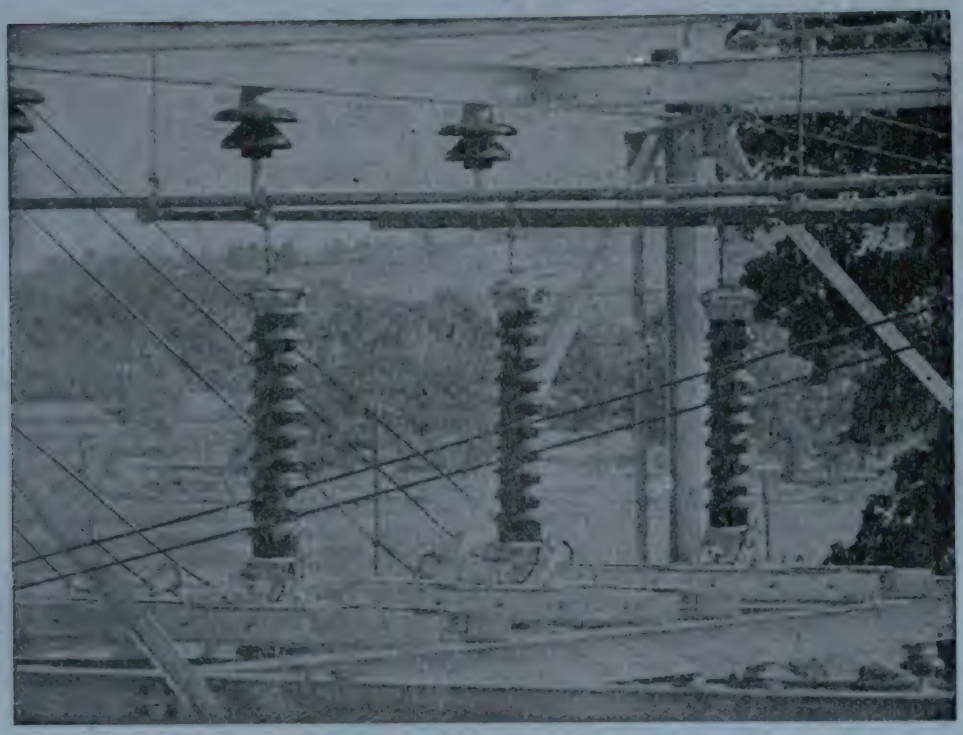
AGÊNCIA GERAL DE MATERIAL ELÉCTRICO, L.DA

DELEGADOS DA "COMPAGNIE GÉNÉRALE D'ELECTRICITÉ" DE PARIS

RUA DOS INDUSTRIAIS, 4-1.º / TEL. 60692 / LISBOA

GENERAL ELECTRIC

SCHENECTADY, N. Y



Aparelhos de protecção «THYRITE» contra sobretensões

Motores e dínamos. Alternadores. Transformadores. Aparelhos para alta e baixa tensão. Centrais termo e hidroeléctricas. Instalações para melhorar o factor de potência. Tracção eléctrica. Máquinas, transformadores e eléctrodos para soldadura eléctrica. Fornos eléctricos. Automotoras eléctricas e Diesel-eléctricas. Turbinas de vapor. Aparelhos de iluminação. Instrumentos de medida. Condutores eléctricos. Electrificação de fábricas. Comandos eléctricos especiais para fábricas têxteis, fábricas de papel, etc. Máquinas frigoríficas. Emissores e receptores para T. S. F. Aparelhagem de electromedicina. Instalações de som

GENERAL ELECTRIC

Portuguesa, S. A. R. L.

LISBOA — Rua do Norte, 5
Telefones: 2 8135 - 2 8136

PORTO — R. Sá da Bandeira, 585
Telefone 2 5907

Ajustamento do funcionamento dum painel de Contrôle Automático do Ganho num bastidor dum terminal de Altas Frequências a 3 vias.

DA TEORIA À PRÁTICA

O princípio do contrôle automático de ganho, por meio do qual se obtém um nível de saída constante a despeito das variações de nível dos sinais de entrada, é frequentemente empregado nos circuitos de rádio comunicações. O mesmo princípio é igualmente de valor quando aplicado aos problemas de comunicação por fios e, a Automatic Telephone & Electric Co., Ltd. desenvolveu um novo método permitindo o uso desta técnica nos seus sistemas de Altas Frequências a 3 e 12 vias. O resultado é que as modificações bruscas das características das linhas são automàticamente corrigidas sem necessidade de intervenção por parte do pessoal de conservação

AUTOMÁTICA ELÉCTRICA PORTUGUESA, S. A. R. L.

Sede: Avenida António Augusto de Aguiar, 19-3.º Esq., Lisboa
Fábrica: Avenida Infante D. Henrique (Cabo Ruivo), Lisboa

Companhia associada da

AUTOMATIC TELEPHONE & ELECTRIC CO. LTD.

Londres e Liverpool — Inglaterra

OS PRODUTOS DESTA COMPANHIA INCLUEM:

ESTAÇÕES AUTOMÁTICAS DIRECTORAS E NÃO DIRECTORAS; ESTAÇÕES INTERURBANAS AUTOMÁTICAS; ESTAÇÕES AUTOMÁTICAS PARTICULARES; POSTOS PARTICULARES DE COMUTAÇÃO AUTOMÁTICA (PPCA); EQUIPAMENTO DE ALTAS FREQUÊNCIAS POR FIO, CABOS OU RÁDIO; EQUIPAMENTO TELEFÓNICO INTERCOMUNICADOR; EQUIPAMENTO DE CONTROLE À DISTÂNCIA; EQUIPAMENTO DE CONTROLE RITMÁTICO; EQUIPAMENTO AUTOMÁTICO PARA SINALIZAÇÃO DE TRÂNSITO POR ACTUAÇÃO DO VEÍCULO E EQUIPAMENTO TELEFÓNICO E DE SINALIZAÇÃO PARA MINAS.

Fábrica Nacional de Condutores Eléctricos, L.da

VENDA NOVA — AMADORA

CONDUTORES ELÉCTRICOS

CEL

Fabricados pela indústria nacional segundo as Normas de segurança das instalações de Baixa Tensão

CONCESSIONÁRIOS GERAIS:

SODIL — Sociedade Distribuidora, L.da

R. NOVA DA TRINDADE, 15-C

LISBOA

MÁQUINAS-FERRAMENTAS

Diferenciais eléctricos «**SWF**» de todos os tipos e para todas as aplicações

Bombas centrífugas, compressores e bombas de vácuo «**Klein, Schanzlin** e **Becker**»

Motores a óleos pesados «**SKODA**»

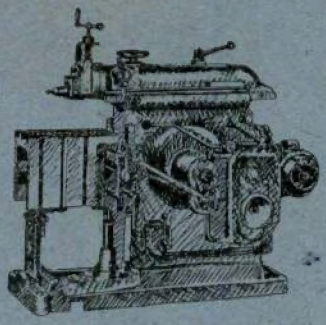
Tractores e debulhadoras «**LANZ**»

Fornos a óleos pesados e eléctricos «**Ruppmann**»

Transportadores aéreos

Máquinas para Caminho de Ferro «**Froriep**»

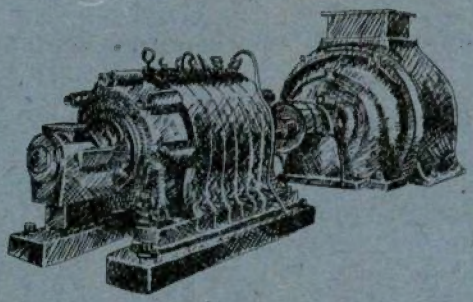
ETC.



Máquinas de soldar, eléctricas e a autogéneo

—

Ferramentas de precisão



Ferramentas eléctricas portáteis

Material para garagens e estações de serviço «**ATI**»

—

Aços finos "Roechling"

O maior depósito de máquinas, novas, do País

MÁQUINAS DE PRECISÃO, L.DA

(Eng.º J. d'Arriaga de Tavares)

RUA DA BOA VISTA, 45-49, 1.º — LISBOA — TEL. 6 6086

"GREY"

Vigas e Ferros T

Agentes exclusivos para Portugal e Colónias Portuguesas

NOGUEIRA LIMITADA

LISBOA

107 — R. dos Douradores

Tel. 21381 — 21382 — 30655

PORTO

136 — Rua do Almada

Tel. 27167

FUNDAÇÕES FRANKI

Execução de estacas moldadas em Alhandra (Instituto Português de Conservas de Peixe)

Sociedade Construtora Portuguesa, L.da

P. da Alegria, 20, r/c ✦ Telef. 27456 ✦ LISBOA

ASKANIA — WERKE

BERLIN

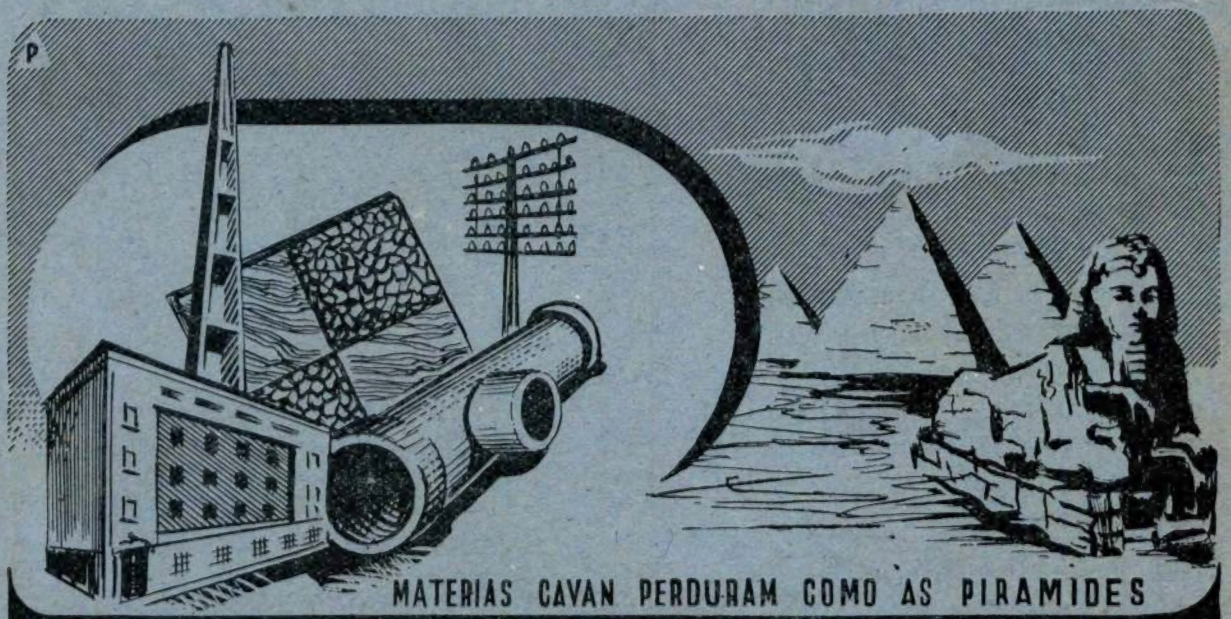
Casa especializada em instrumentos científicos para:

Topografia, Geodesia, Geofísica, Astronomia, Astrofísica, Meteorologia, Oceanografia, e Instrumentos de controle para todas as indústrias e laboratórios

REPRESENTANTES EXCLUSIVOS:

J. WIMMER & Co.

AV. 24 DE JULHO, 34 — LISBOA — TEL. 6 0127



MATERIAS CAVAN PERDURAM COMO AS PIRAMIDES

Sociedade Portuguesa **Cavan**

R. D. ESTEFÂNIA, 42 ~ TELEF. 47812 - 50129 ~ LISBOA E PORTO

Emprêsa de Sondagens e Fundações

TEIXEIRA DUARTE, L.DA

RUA DA BETESGA, 57. 3.°
TELEF. 3 2774

LISBOA

SOCIEDADE ANÓNIMA

BROWN, BOVERI & CIE.

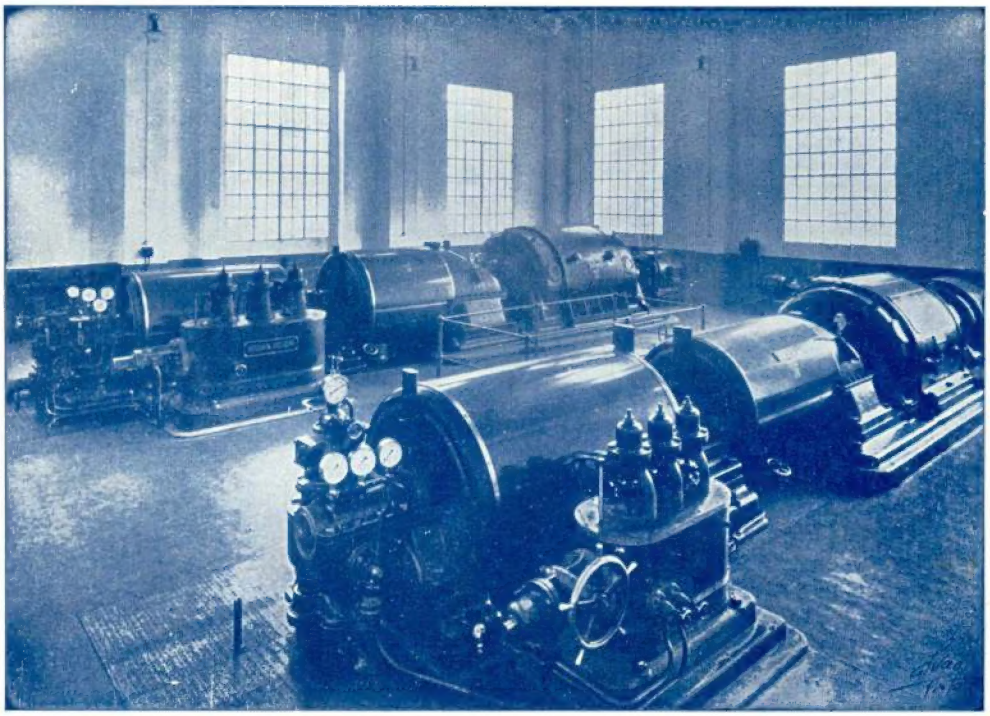
BADEN (SUISSA)

Representante geral para Portugal e Colónias:

EDOUARD DALPHIN

Escritório Técnico: Praça de D. João I, 25, 3.º Dir. // PORTO // Tel. 2411

Máquinas eléctricas, transformadores, mutadores, aparelhos para alta e baixa tensão. Montagem completa de centrais termo e hidro-eléctricas. Electrificação de fábricas e de caminho de ferro. Locomotivas, e auto-motoras eléctricas e Diesel-eléctricas. Máquinas de extracção. Turbinas a vapor. Geradores de vapor Velox. Máquinas frigoríficas. Grupos e transformadores para a soldadura pelo arco. Fornos eléctricos. Comandos eléctricos especiais para tôdas as máquinas utilizadas nas Fábricas de Fiação, Tecelagem, Acabamentos, Estamparia, Cimento, Moagem, Material de alta frequência, Telegrafia, Telefonia, Telecomando, etc.



S. A. União Eléctrica Portuguesa — Setúbal
Turbo-grupos de 6.400 kW